



Universidade de Aveiro Departamento de Química
2016

LUIS EMANUEL
PINHO FERNANDES

DIAGNÓSTICO E OTIMIZAÇÃO DO CIRCUITO DE
REFRIGERAÇÃO DE UMA UNIDADE DE
REGENERAÇÃO DE SOLVENTES



LUIS EMANUEL
PINHO FERNANDES

DIAGNÓSTICO E OTIMIZAÇÃO DO CIRCUITO DE REFRIGERAÇÃO DE UMA UNIDADE DE REGENERAÇÃO DE SOLVENTES

Tese apresentada à Universidade de Aveiro para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Química, realizada sob a orientação da Engenheira Lina Raimundo, Diretora Geral na empresa EGEO Solventes, S.A. e coorientação científica do Professor Doutor Francisco Avelino Freitas, Professor Auxiliar do Departamento de Química da Universidade de Aveiro.

Dedicado àqueles que realmente importam.

o júri

presidente

Prof. Dr. Carlos Manuel Silva

Professor auxiliar – Departamento de Química – Universidade de Aveiro

Prof. Dr. António Augusto Areosa Martins

Investigador de pós-doutoramento - LEPABE - Laboratório de Engenharia de Processos, Ambiente, Biotecnologia e Energia - Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Universidade do Porto

Eng. Lina Raimundo

Diretora Geral da EGEO Solventes S.A.

agradecimentos

Não poderia terminar uma etapa tão importante sem antes agradecer a todos aqueles que tornaram a sua conclusão possível.

Primeiramente gostaria de agradecer à EGEO Solventes S.A. na pessoa da Eng^a. Lina Raimundo, por toda a disponibilidade ao longo do tempo e pela oportunidade de poder trabalhar num ambiente acolhedor e desafiante. Aos Engenheiros João Quitério e Pedro Vieira, obrigado por toda a ajuda e discussão que me ajudou a desenvolver o meu trabalho: muito aprendi convosco, coisas que jamais esquecerei. À Engenheira Sofia Lavoura, um grande obrigado, a companhia e os momentos registados foram importantes. Ao Técnico Carlos Sebastião, ao Sr. Jorge Ferreira, responsável de produção por toda a disponibilidade e ajuda. A toda a equipa da EGEO Solventes, S.A.: agradeço os conselhos e ensinamentos – esses levá-los-ei para a vida.

Gostaria também de agradecer ao Prof. Doutor Francisco Avelino Silva pela orientação prestada, por toda a paciência e disponibilidade que teve comigo. Estou certo que terminada a etapa, mais que um colega ganhei um amigo.

Agradeço aos meus grandes amigos, por terem contribuído para ser quem sou, e por terem acompanhado todas as minhas frustrações e alegrias no decorrer do trabalho. Pessoalmente vos agradecerei.

Por fim, guardo o mais caloroso dos agradecimentos para a minha família. Aos meus pais e irmãs, obrigado por todos os sacrifícios feitos para que nada me faltasse. Obrigado por todo o apoio que me foi dado, mas acima de tudo obrigado por sempre terem sempre acreditado em mim.

A todos,
Profundamente agradecido.

palavras-chave

Rede de permutadores de calor, água de refrigeração, dimensionamento de rede de tubagens, bombas centrífugas, NPSH, simulação, diagnóstico de processo

resumo

A EGEO Solventes S.A. atua na área da gestão de resíduos, sendo a sua especialidade a regeneração de solventes, com vista à sua valorização. O processo de regeneração de solventes foca-se na destilação descontínua. Nas instalações, as colunas de destilação são auxiliadas por condensadores, por forma a recuperar o solvente regenerado. Esta condensação é efetuada com recurso a água de refrigeração. Após a passagem nos condensadores, esta é então alimentada a torres refrigeração, voltando a arrefecer para ser recirculada aos condensadores.

No decorrer do processo de recuperação de solventes foram identificados problemas relacionados com a rede de permutadores de calor. Em determinadas condições de operação, denotou-se uma fraca condensação, fraco arrefecimento da água nas torres de arrefecimento e uma constante cavitação nas bombas do circuito de água de arrefecimento.

Recorrendo a uma análise aos balanços de massa e energia do sistema, bem como a um balanço à quantidade de movimento, foi possível diagnosticar o baixo rendimento dos permutadores e das torres de arrefecimento. Por forma a ser possível calcular as perdas de carga, foi efetuado um levantamento de todas as tubagens e criado um diagrama isométrico para melhor leitura da estrutura real.

Foi feita uma análise aos circuitos de água e às bombas, sendo possível determinar como causa de esforço das bombas um mau dimensionamento das tubagens. Adicionalmente, foram ainda estudados os caminhos preferenciais da água no circuito.

No que diz respeito ao fraco arrefecimento nas torres de refrigeração foi também estudada a alimentação das torres, pelo que a causa encontrada consistia na baixa pressão da água à entrada das torres.

Com recurso ao simulador de processos comercial Aspen Plus® foi estudada a influência da água de arrefecimento no processo, e efetuada uma otimização do circuito. Foi efetuada uma análise económica mostrando ser possível redução em 76% dos gastos e custos associados ao processo.

Por fim, foram propostas modificações ao processo, baseadas nos resultados obtidos na otimização com principal incidência na redução das perdas de carga e melhor utilização da água de arrefecimento.

keywords

Heat exchanger network, cooling water, pipe sizing, NPSH, centrifugal pumps, simulation, process diagnosis

abstract

EGEO Solventes S.A. is a waste management company, focused in solvent regeneration. The solvent regeneration process focus on distillation. At the facilities, the distillation columns are assisted by condensers in order to condense the solvent. This condensation is performed using water cooling. After passing the condenser, the water is then fed to cooling towers to cool back to, once again, return to the circuit.

During the solvent recovery process, there have been identified problems related to the heat exchanger network. Under certain operating conditions, it was denoted a weak performance both condensators and cooling towers and constant cavitation in the pumps of the water cooling circuit.

Using an analysis of mass, energy and momentum balances, it was possible to diagnose the problems identified: poor condensation in the condensers and weak cooling in the cooling towers.

Analysis of the water circuit and the pumps were made and it was possible to determine that the cavitation in pumps was caused by the head loss in the pipe network. Additionally, it was also studied the preferred paths of water in the circuit.

Concerning the weak cooling in the cooling towers, was found that the cause for the weak efficiency was the water feed's low pressure.

Using the commercial process' simulator Aspen Plus®, the influence of the cooling water in the process had been studied and a circuit optimization was. An economic analysis was performed, showing it is possible to reduce process' costs by 76%.

Finally, changes to the process were proposed, based on the obtained optimization results.

INDICE

INDICE DE FIGURAS	xv
INDICE DE TABELAS	xvii
ABREVIATURAS E NOMENCLATURA	xix
Alfabeto grego	xx
Índices e expoentes	xx
Introdução	1
Capítulo I - Contextualização	3
I.1 - EGEO Solventes S.A.	3
I.1.1 – Enquadramento	3
I.1.2 – Processo industrial	4
I.1.2 – Produtos e Mercado	5
I.2 – Circuito da Água de Arrefecimento	7
I.2.1 – Operação de recuperação de solvente	7
I.2.2 – Circuito de arrefecimento	8
Capítulo II – Conceitos Teóricos	11
II.1.1 - Cálculo de propriedades de misturas	13
II.2 Análise à linha de refrigeração	14
III.2.1 - Equação de Bernoulli	14
II.2.2 - Perdas de carga	15
II.3.1 - NPSH	19
Capítulo III – Análise ao circuito de água	21
III.1 – Análise energética do processo	21
III.2 – Análise às bombas centrífugas	28
III.2.1 – Cálculo do NPSH	28
III.2.2 – Cálculo das perdas de carga na tubagem	31
III.2.3 – Estudo de caminhos preferenciais	34
III.2.4 – Estudo da distribuição de água pelas linhas	37

III.3 – Análise à linha de descarga.....	38
III.3.1 – Estudo do efeito sifão	38
III.3.2 – Condições de entrada das torres de arrefecimento.....	40
Capítulo IV – Otimização do circuito de água	41
IV.1 – Proposta de reformulação das linhas de água.	41
IV.2 – Redistribuição dos caudais pelos condensadores.	42
IV.3 – Reformulação das linhas de água com integração energética	45
Capítulo V – Conclusões e recomendações	51
Bibliografia.....	53
ANEXOS.....	55
Anexo A – Levantamento isométrico das tubagens de água de arrefecimento	57
Anexo B – Desenho de projeto do condensador C1	60
Anexo C – Dados fornecidos no manual das torres de arrefecimento.....	61
Anexo D – Características dos condensadores	63
Anexo E – Valores utilizados para o cálculo do coeficiente de resistência e respetiva fórmula. .	64
Anexo F – Resultados das simulações realizadas no Aspen Plus.....	65
Anexo G – Resultados da cromatografia gasosa ao solvente	70
Anexo H – Esquema do processo industrial.....	71
Anexo I – Exemplos de Cálculo das Perdas de Carga e NPSH	74

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1- a) Esquema do processo de receção, triagem, armazenamento, recuperação e expedição de solventes da EGEO Solventes, S.A. [2] b) Detalhe do bloco de destilação, com destaque para a zona de estudo da dissertação..	5
Figura 2- Circuito descritivo da unidade de destilação.	8
Figura 3- Diagrama de Moody.....	16
Figura 4- Bomba centrífuga.....	18
Figura 5- a) zona de cavitação de sucção b) zona de cavitação de descarga	18
Figura 6- Esquema da simulação no Aspen Plus®, correspondente à instalação industrial.	21
Figura 7 - Endress+Hauser Prosonic Flow 93T portable	22
Figura 8- Esquema de funcionamento do caudalímetro ultrassónico	23
Figura 9- Esquema da régua de distâncias do caudalímetro	23
Figura 10- Registo de caudais à saída das bombas B1 e B2	24
Figura 11- Registo de caudais para a linha 2	24
Figura 12- Bombas de alimentação do circuito de refrigeração	28
Figura 13- Esquema das instalações das bombas centrífugas B1 e B2	29
Figura 14 - Filtro de partículas	30
Figura 15- Diagrama isométrico de tubagens, resultante do levantamento efetuado (ver anexo A para maior detalhe)	33
Figura 16- registo dos caudais para o condensador 1	35
Figura 17- registo dos caudais para o condensador 2.....	36
Figura 18- Válvulas estranguladas à saída de diversos permutadores de calor	38
Figura 19- Esquema da reformulação proposta, mostrando uma bomba dedicada à alimentação do CF e uma bomba dedicada aos restantes condensadores.	41
Figura 20- Diagrama do processo utilizado para as simulações em Aspen Plus® com integração energética.....	45
Figura 21- Esquema do processo com reformulação da linha e integração energética.....	46
Figura 22- Custos de operação associados às bombas do circuito de refrigeração para os vários cenários apresentados	49
Figura 23- levantamento das linhas de alimentação aos condensadores	57
Figura 24- Levantamento isométrico das linhas de refrigeração destacando a linha de retorno	58
Figura 25- Proposta de reformulação do circuito de arrefecimento, minimizando alterações às tubagens.....	59
Figura 26- desenho de projeto do condensador C1 [15]	60
Figura 27- Especificações da torre de arrefecimento TA-460	61
Figura 28- Informação relativa à pressão necessária aos pulverizadores.....	62

Figura 29- Dados para o cálculo do coeficiente de resistência para cotovelos	64
Figura 30- Dados para o cálculo do coeficiente de resistência para válvulas antirretorno (hinged disc)	64
Figura 31- Resultado da primeira simulação no Aspen Plus	65
Figura 32- resultados da segunda simulação no Aspen Plus	66
Figura 33- Resultados da terceira simulação (otimização da simulação 2)	67
Figura 34- Resultados para a simulação com integração de caudais	68
Figura 35- resultado para a otimização da simulação com integração de caudais	69
Figura 36- resultados da cromatografia ao solvente	70
Figura 37- Esquema do processo industrial.....	71
Figura 38- Esquema da proposta de alteração do processo industrial através da alocação de uma bomba apenas para o CF e outra bomba para os restantes condensadores	72
Figura 39- Esquema da proposta de alteração do processo industrial, com recurso a integração energética.....	73
Figura 40- Esquema de nodos e segmentos utilizados para o cálculo das perdas de carga para a linha de arrefecimento da bomba B1	74
Figura 41- Diagrama de Moody.....	75
Figura 42- Formulas para determinar a percentagem de área aberta de uma placa perfurada	77

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1- produtos sem retorno comercializados pela EGEO Solventes S.A. [1].....	6
Tabela 2- Caudais médios registados para a água de arrefecimento, por linha e por condensador (ver Figura 2).	24
Tabela 3- Registo das condições de operação dos diversos permutadores de calor da unidade ..	25
Tabela 4- composição Ecosolve 01	26
Tabela 5- Resultado da simulação para as condições de operação reais	26
Tabela 6- Dados para o cálculo do NPSHa e resultados do cálculo	31
Tabela 7- Perdas de carga calculadas nas diversas ramificações das tubagens	32
Tabela 8- Estudo da distribuição de água pelos níveis e pelas linhas de arrefecimento	37
Tabela 9 - Estudo do diâmetro da tubagem	39
Tabela 10- Estudo do caudal mínimo de enchimento das tubagens	40
Tabela 11- Resultados da simulação em Aspen Plus ® com a alteração ao processo descrita em IV.1	42
Tabela 12- Resultados da simulação para as alterações ao processo descritas em IV.2	43
Tabela 13- Resultados da análise aos custos de operação das bombas	44
Tabela 14- Resultado da análise aos custos de operação das torres de arrefecimento	44
Tabela 15- Resultados da simulação obtidos para a reformulação com integração energética descrita em IV.3.....	46
Tabela 16- Comparativo das temperaturas do solvente e da água à entrada das torres de arrefecimento.....	47
Tabela 17 - Estudo dos custos de operação com integração energética	47
Tabela 18- Resultado da otimização da integração energética para a coluna de fracionamento e para a água à entrada das torres de arrefecimento.....	48
Tabela 19- Custos de operação associados às bombas do circuito de refrigeração para os vários cenários apresentados	49
Tabela 20- Retorno do investimento na alteração da tubagem [14]	49
Tabela 21- Dados utilizados na configuração dos permutadores de calor no Aspen Plus.....	63

ABREVIATURAS E NOMENCLATURA

C_p	Capacidade calorífica a pressão constante	$\text{kJ/kg } ^\circ\text{C}$
D	Diâmetro da tubagem	m
DN	Diâmetro Nominal	mm
FAR	Rácio de área disponível	adimensional
F	Fricção do fluido	J/m
f	Fator de atrito	adimensional
f_T	Fator de atrito em zona de completa turbulência	adimensional
g	Aceleração gravítica	m/s^2
H	Entalpia por unidade de massa	kJ/kg
h_a	Pressão disponível no ponto 1	mH_2O
h_f	Perda de carga por fricção	mH_2O
h_s	Altura entre o olho da bomba e o nível da água	mH_2O
h_{vpa}	Pressão de vapor à temperatura de operação	mH_2O
h	Altura	m
h_L	Perdas de carga por atrito	m
$h_{L,contínuas}$	Perdas de carga por atrito na tubagem	m
$h_{L,localizadas}$	Perdas de carga por atrito em acidentes	m
K_L	Coeficientes de perda de carga	adimensional
l	Comprimento da tubagem	m
l_{eq}	Comprimento equivalente	m
M	Massa molar	g/mol
\dot{m}	Caudal mássico	kg/s
m_{ca}	Metros de coluna de água	mH_2O
N_{Re}	Número de Reynolds	Adimensional
P	Pressão	bar
P_v	Pressão de vapor	bar
PN	Pressão nominal	bar
\dot{Q}	Potência de transferência de calor	kW
Q_v	Caudal volumétrico	m^3/h
T	Temperatura	$^\circ\text{C}$
T_R	Temperatura Reduzida	Adimensional
U	Energia interna por unidade de massa	kJ/kg

u	Velocidade média no tubo	m/s
V	Volume	m ³
W_s	Trabalho de veio	kW
w_i	Fração mássica do componente i	adimensional
x_i	Fração molar do componente i	adimensional
z	Cota da tubagem	m

Alfabeto grego

Δ	Variação	
∂	Derivada Parcial	
ε	Rugosidade da parede da tubagem	mm
ρ	Densidade	kg/m ³
μ	Viscosidade	kg/m.s

Índices e expoentes

1	Referente ao ponto 1
2	Referente ao ponto 2
f	Fluido frio
i	Componente genérico
in	Condição à entrada
mix	Referente à mistura
out	Condição à saída
q	Fluido quente
r	Condições reduzidas

Acrónimos

D15	Armazenamento temporário antes de tratamento
R2	Recuperação/Regeneração de Solventes
R13	Armazenamento de resíduos destinados a R2h

Introdução

Esta dissertação encontra-se dividida em 5 capítulos. No primeiro capítulo é apresentada uma contextualização do tema da dissertação, apresentando uma resenha histórica do grupo EGEO bem como uma apresentação da EGEO Solventes, onde é feita uma introdução à empresa e a sua área de intervenção. De seguida é feita uma apresentação sobre o processo de regeneração e respetivo circuito de arrefecimento, bem como uma descrição do estado atual do funcionamento da unidade por forma a enquadrar o objeto de estudo.

No segundo capítulo são apresentados os fundamentos teóricos que foram base para o tema da tese. Maioritariamente, são conceitos de mecânica de fluidos bem como termodinâmica e transferência de calor. No tópico da mecânica de fluidos são abordados os temas de balanço de quantidade de movimento e perdas de carga, bem como uma introdução ao dimensionamento e análise de bombas centrífugas.

No terceiro capítulo é efetuada uma análise aos condensadores acoplados às colunas de destilação, com recurso a balanços mássicos e energéticos, de forma a calcular as necessidades do processo. É ainda analisado o dimensionamento das tubagens, recorrendo ao cálculo das perdas de carga e ao estudo das bombas centrífugas utilizadas.

O estudo da alteração das condições de operação e do projeto é apresentado no quarto capítulo. Este estudo baseia-se essencialmente na alteração e redistribuição dos caudais de água pelas diferentes linhas, bem como na proposta de circuitos diferentes para a água.

No quinto capítulo são apresentadas as conclusões e recomendações resultantes do estudo efetuado nesta dissertação.

Por fim, no Anexo A é apresentado o levantamento isométrico feito às tubagens do circuito de refrigeração, no Anexo B é apresentado o desenho de projeto do condensador C1, no Anexo C são apresentados os dados relativos às torres de arrefecimento, no Anexo D são apresentadas as características de cada condensador, no Anexo E são fornecidos os dados para o cálculo do coeficiente de resistência, no Anexo F são apresentados os resultados das simulações efetuadas no Aspen Plus, no Anexo G são apresentados os resultados da cromatografia gasosa ao solvente, no Anexo H é apresentado diagrama simplificado do processo industrial e no Anexo I são apresentados os exemplos de cálculo.

Capítulo I - Contextualização

I.1 - EGEO Solventes S.A.

I.1.1 – Enquadramento

A EGEO Solventes, S.A. é um operador de gestão de resíduos, operando no domínio da Recuperação de Solventes, estando certificada de acordo com as normas de qualidade (ISO 9001:2008), ambiente (ISO 14001:2004) e segurança (OHSAS 18001:2007). [1]

A EGEO Solventes S.A. faz parte do grupo EGEO. O grupo EGEO é uma SGPS e Sociedade Anónima constituída por investidores portugueses e um investidor industrial espanhol. O grupo EGEO, sediado em Sacavém, Loures, encontra-se espalhado de norte a sul do país, dispondo de sete centros de triagem e transferência de resíduos e duas unidades industriais: EGEO Solventes, S.A. e CIRVER-SISAV. Do grupo fazem parte a EGEO Tecnologia e Ambiente, S.A., o SISAV e a EGEO Solventes, S.A. organizada da seguinte forma:

- EGEO SGPS
 - EGEO Tecnologia e Ambiente, S.A.
 - SISAV – Sistema Integrado de Tratamento e Eliminação de Resíduos
 - EGEO Solventes, S.A.

Localizada em Pombal, a EGEO Solventes, S.A. é licenciada para o exercício das atividades de recuperação/regeneração de solventes e armazenamento temporário de resíduos perigosos e não perigosos. As suas principais atividades são:

- Regeneração de Solventes (Valorização de Resíduos R2)
- Comercialização de Solventes Regenerados (mercado nacional e internacional)
- Recolha, triagem e armazenamento temporário de resíduos perigosos e não perigosos (D15 e R13)
- Consultoria na área de Ambiente e Segurança
- Serviços Personalizados

- Análises de Laboratório;
- Contentorização para exportação;
- Documentação personalizada;
- Embalamento desde 200L;
- Preparação de misturas à medida do cliente.

Os solventes tratados na EGEO Solventes, S.A. são provenientes de setores industriais, tais como, setor automóvel, farmacêutico, perfumarias, tintas e vernizes, entre outras. [1]

I.1.2 – Processo industrial

Na EGEO Solventes, S.A. os solventes tratados são solventes orgânicos. Estes podem ser utilizados como agentes de limpeza, diluentes de tintas, meio reacional ou intervenientes em processos de separação. Uma vez utilizados, estes solventes necessitam de regeneração, por forma a remover as suas impurezas, para que voltem a ser utilizados.

A regeneração dos solventes por parte da EGEO Solventes, S.A. consiste na remoção das impurezas anteriormente referidas, nomeadamente na remoção de lamas (“slurry”) e redução do teor de água.

O processo segue um procedimento que é seguido com rigor e é apresentado na figura 1. Inicialmente, é retirada uma amostra do solvente a recuperar para que este possa ser analisado em laboratório, de forma a determinar o rendimento e prever o comportamento do solvente no processo de destilação. Caso seja possível recuperar, o solvente é integrado no processo. No caso de não ser possível a recuperação, o resíduo é encaminhado para o gestor de resíduos autorizado, preferencialmente o SISAV.

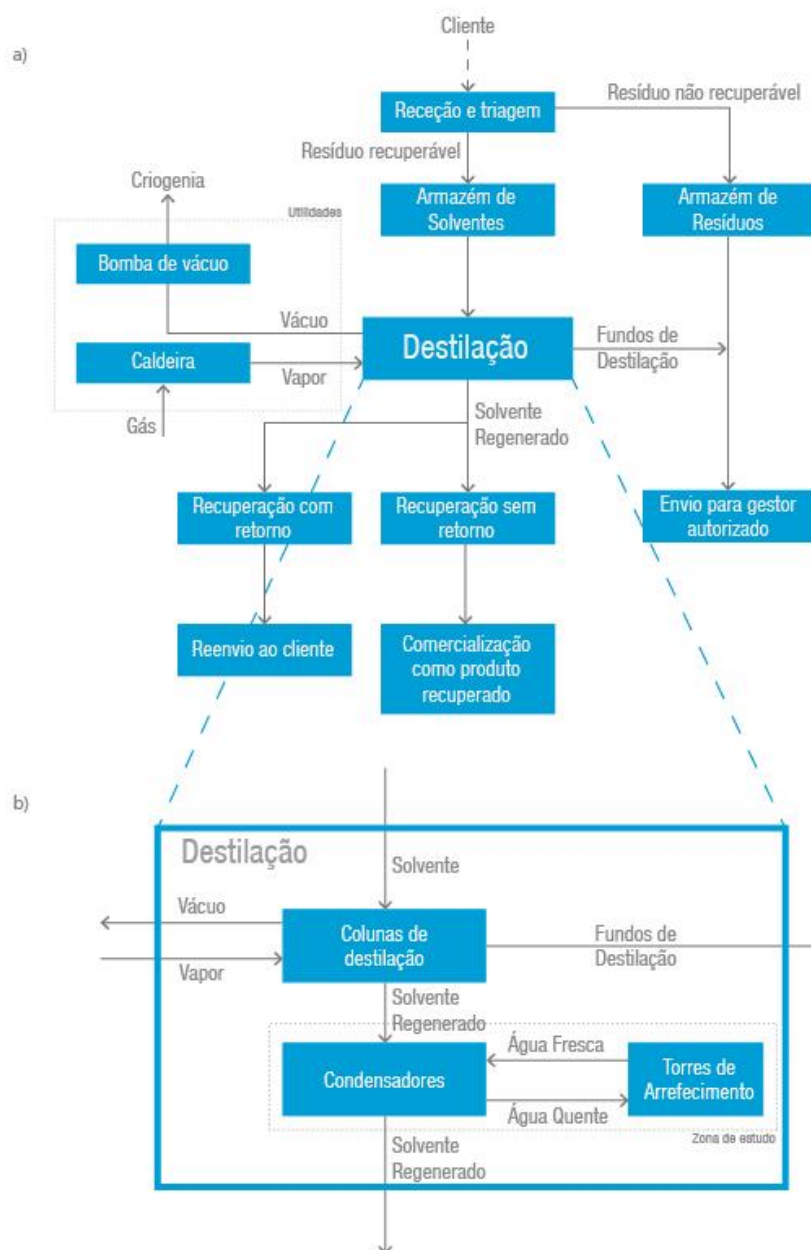


Figura 1- a) Esquema do processo de recepção, triagem, armazenamento, recuperação e expedição de solventes da EGEO Solventes, S.A. [2] b) Detalhe do bloco de destilação, com destaque para a zona de estudo da dissertação. Versão detalhada na fig. 2.

I.1.2 – Produtos e Mercado

Ao ser submetido para regeneração, o solvente é classificado como:

- Produto com retorno: o solvente recuperado é devolvido ao cliente, uma vez que ainda tem valor e aplicabilidade na sua área de utilização.

- Produto sem retorno: o solvente recuperado não tem interesse para o cliente, pelo que a EGEO Solventes S.A. pode comercializá-lo para outras aplicações, sob a denominação ECOSOLVE.

Tabela 1- produtos sem retorno comercializados pela EGEO Solventes S.A. [1]

Produtos comercializados	Principais aplicações
Ecosolve 01	Diluyente universal de limpeza
Ecosolve 01B	Diluyente de secagem lenta
Ecosolve 02	Diluyente sintético de limpeza
Ecosolve ACE	Solventes, esmaltes, tintas, vernizes
Ecosolve MEK	Diluyente de limpeza, tintas
Ecosolve ACN	Solventes, esmaltes, tintas, vernizes
Ecosolve BTAC	Diluyente limpeza, tintas
Ecosolve ETAC	Diluyente limpeza, tintas
Ecosolve ACI	Solventes, esmaltes, tintas, vernizes
Ecosolve MET	Diluyente, tintas
Ecosolve IPA	Limpezas elétricas, gráficas
Ecosolve DI1	Desengordurante universal
Ecosolve DH1	Desengordurante universal
Ecosolve HX	Solventes, esmaltes, tintas
Ecosolve 07C	Solventes, esmaltes, tintas, vernizes
Ecosolve 09C	Solventes, esmaltes, tintas, vernizes
Ecosolve MEG	Anticongelante
Ecosolve MCL	Decapante
Ecosolve PER	Diluyente de limpeza industrial
Ecosolve MCM	Diluyente limpeza industrial
Ecosolve MC	Diluyente limpeza industrial

No decorrer do estudo da unidade, as colunas encontravam-se a destilar Ecosolve 01 e Ecosolve MET, pelo que os cálculos apresentados são baseados na composição destes produtos.

Os resultados obtidos não são válidos para outros solventes, uma vez que para diferentes composições temos diferentes temperaturas de ebulição e requisitos energéticos. No entanto, sendo o Ecosolve MET e o Ecosolve 01 os principais solventes recuperados na unidade, o estudo para os mesmos é um bom ponto de partida.

I.2 – Circuito da Água de Arrefecimento

I.2.1 – Operação de recuperação de solvente

A instalação industrial consiste em 3 colunas, sendo uma delas de destilação fracionada e as restantes de destilação simples.

As colunas de destilação simples são utilizadas para o tratamento de solventes sujos, e o seu propósito é a remoção dos resíduos sólidos (lamas) e a redução do teor de água e cor. Por sua vez, a coluna de fracionamento destila apenas solventes sem resíduos sólidos, sendo uma operação de refinação.

Cada coluna de destilação simples, ou ebulidor, opera em vácuo de forma a reduzir os gastos energéticos ao permitir uma operação a temperaturas inferiores que, adicionalmente, aumenta a segurança do processo ao reduzir esta temperatura. O vapor de solvente originário dos ebulidores é posteriormente condensado, com recurso a 2 condensadores no topo da coluna. O solvente condensado é então encaminhado para decantadores para serem enviados para armazenamento. Eventual vapor que não condense, após os permutadores em série, é encaminhado para um condensador de vácuo para restante condensação.

A coluna de fracionamento, por sua vez, opera apenas com recurso a um condensador, sendo o seu condensado igualmente enviado para decantadores.

I.2.2 – Circuito de arrefecimento

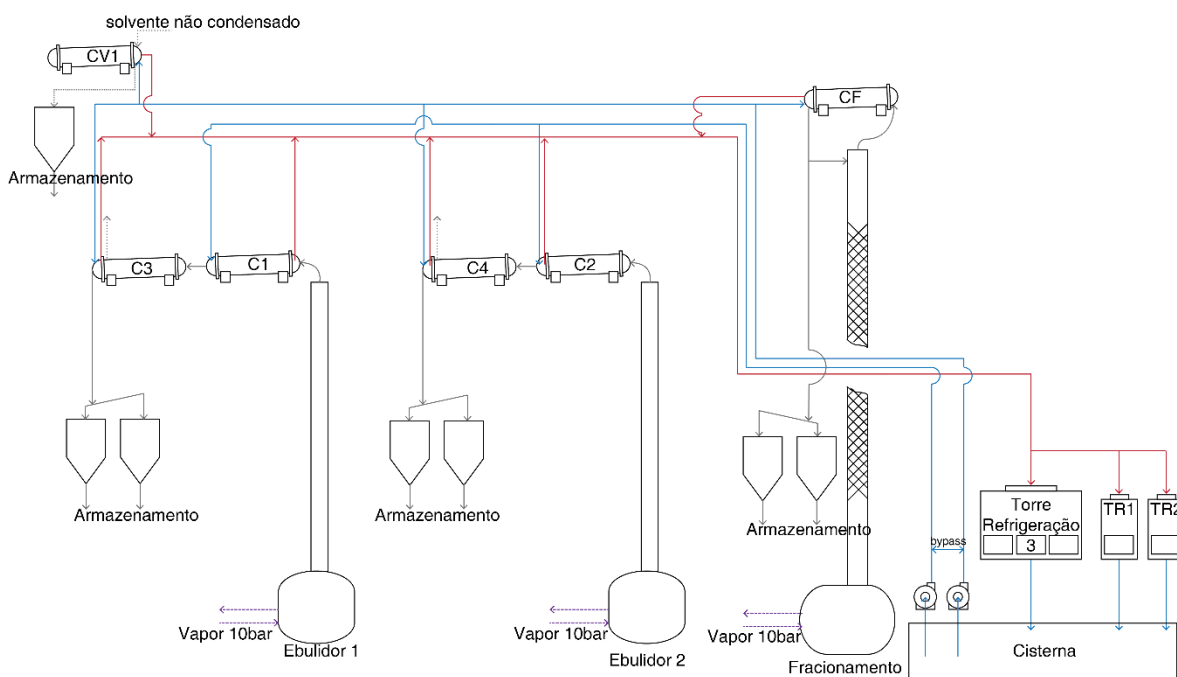


Figura 2- Circuito descritivo da unidade de destilação. No circuito é possível observar os ebulidores 1 e 2, respectivos condensadores, coluna de fracionamento e condensador, condensador de vácuo, bombas centrífugas, torres de refrigeração e circuito de água.

É-nos apresentado na figura 2 o diagrama simplificado da unidade de operação, descrevendo o circuito da água de refrigeração. Este é composto por duas linhas de alimentação e uma linha de retorno. A água de refrigeração encontra-se armazenada na cisterna de alimentação e a sua admissão nas linhas de alimentação faz-se com recurso a bombas centrífugas. A primeira linha alimenta o condensador da coluna de fracionamento (CF), os segundos condensadores de cada ebulidor (C3 e C4) e ainda o condensador da linha de vácuo (CV1). A segunda linha alimenta os primeiros condensadores dos ebulidores (C1 e C2). A linha de retorno é comum e é arrefecida nas torres de refrigeração (TR1, TR2 e TR3). A água retorna então à cisterna de alimentação para voltar a entrar no circuito. O esquema detalhado pode ser consultado no Anexo H.

No decorrer do normal funcionamento da operação de regeneração de solventes foi possível detetar problemas ao nível da condensação do solvente regenerado. Acoplado à fraca condensação, foi ainda possível observar que as bombas centrífugas do circuito da água de arrefecimento se encontravam em cavitação. Por forma a tentar solucionar o problema, foi instalado um variador de frequência numa das bombas, estrangulada a válvula à saída da bomba sem variador de frequência bem como estranguladas as válvulas da água à entrada dos condensadores.

As modificações ao processo representam um aumento da despesa com o mesmo visto que as bombas se encontram a trabalhar afastadas do ponto ótimo de funcionamento, debitando caudais de água inferiores aos projetados, refletindo-se na capacidade de condensação dos

permutadores de calor. Adicionalmente, o estrangulamento das válvulas à entrada dos condensadores representam desvantagens ao aumentarem as perdas de carga nas tubagens de água e reduzindo a quantidade de água que cada condensador recebe.

Segundo auditoria energética, os custos associados ao funcionamento do circuito de refrigeração correspondem a 30% dos gastos energéticos da fábrica. Com base nesta informação, surge então a necessidade de redução de custos do processo, levando à sua melhoria.

Nesta dissertação é feito um estudo ao circuito da água de refrigeração, recorrendo a balanços mássicos, energéticos e quantidade de movimento por forma a diagnosticar os problemas e apresentar soluções. É também apresentada uma otimização do circuito, tendo em conta os consumos de água e gastos associados, efetuados com recurso ao simulador de processos Aspen Plus®. Partindo desta otimização, é possível uma melhoria de processo aliada a uma redução dos custos do mesmo.

Capítulo II – Conceitos Teóricos

II.1 – Análise energética aos condensadores

Os permutadores de calor são uma unidade processual comum na indústria, que operam por longos períodos de tempo sem alteração das suas condições de operação. Assim, é possível considerar que os seus caudais mássicos bem como propriedades do fluido, tais como temperatura e velocidade, à entrada e saída do permutador são constantes ao longo do tempo. Com estes postulados, é possível escrever balanços de energia simples, utilizando variações de entalpia. Para um fluido puro, a variação de entalpia com a temperatura e pressão é dada por [3]:

$$dH = C_p dT + \left(\frac{\partial H}{\partial P}\right)_T dP \quad (1)$$

Assumindo que a variação da entalpia em função da pressão é desprezável, podemos escrever variação de entalpia, sem mudança de fase, como

$$dH = C_p dT \quad (2)$$

O cálculo da capacidade calorífica de um líquido pode ser calculada em função da sua temperatura, segundo a equação¹

$$C_{p,L} = C_1 + C_2 T + C_3 T^2 + C_4 T^3 + C_5 T^4 \quad (3)$$

onde C_j , ($j = 1,2,3,4$), correspondem a coeficientes tabelados para esse líquido. [3]

Integrando a equação da variação de entalpia,

$$\int_{H_{in}}^{H_{out}} dH = \int_{T_{in}}^{T_{out}} C_p dT \quad (4)$$

$$\int_{H_{in}}^{H_{out}} dH = \int_{T_{in}}^{T_{out}} (C_1 + C_2 T + C_3 T^2 + C_4 T^3 + C_5 T^4) dT \quad (5)$$

$$\Delta H = \left(C_1 T + \frac{C_2 T^2}{2} + \frac{C_3 T^3}{3} + \frac{C_4 T^4}{4} + \frac{C_5 T^5}{5} \right)_{T_{out}} - \left(C_1 T + \frac{C_2 T^2}{2} + \frac{C_3 T^3}{3} + \frac{C_4 T^4}{4} + \frac{C_5 T^5}{5} \right)_{T_{in}} \quad (6)$$

$$\Delta H = \sum_{i=1}^5 \frac{C_i}{i} \Delta T^i, \text{ onde } C_5 = C_4 \text{ e } \Delta T^i = T^i - T^{i+1} \quad (7)$$

Partindo da primeira lei da termodinâmica, e assumindo que não existe acumulação de energia no permutador bem como desprezando perdas de energia para as vizinhanças,

¹ Em alguns casos, o C_p não pode ser calculado pela equação apresentada, no entanto, pela natureza dos compostos das misturas da EGEO Solventes, não houve a necessidade de recorrer à equação alternativa. Esta pode ser encontrada na tabela 2-196 do Perry's Chemical Engineering Handbook, 7ª edição.

sem reação química, podemos afirmar que toda a energia transferida de um fluido quente é recebida pelo fluido frio presente no permutador [4]. De forma genérica, é possível:

$$\dot{Q}_f = \dot{Q}_q = \dot{Q} \quad (8)$$

onde

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_f C_{p,f} (T_{out,f} - T_{in,f}) \quad (9)$$

e

$$\dot{Q}_q = \dot{m}_q C_{p,q} (T_{out,q} - T_{in,q}) \quad (10)$$

Assim, podemos concluir que

$$\dot{m}_q C_{p,q} (T_{out,q} - T_{in,q}) = \dot{m}_f C_{p,f} (T_{out,f} - T_{in,f}) \quad (11)$$

Rearranjando a equação anterior, é possível fazer uma análise a água de arrefecimento dos permutadores, sabendo que

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{m}_q C_{p,q} (T_{out,q} - T_{in,q})}{C_{p,f} (T_{out,f} - T_{in,f})} \quad (12)$$

No entanto, a condição acima apresentada apenas é válida para os casos em que não existe mudança de fase em nenhum dos fluidos, e no caso de condensadores essa condição não é verificada.

No caso da existência de mudança de fase, o balanço de energia ao permutador de calor deve compreender a energia transferida de um vapor em condensação visto que esta apresenta duas componentes, uma relativa à energia libertada na mudança de fase e outra relativa à energia libertada durante a diminuição de temperatura (apresentada anteriormente). [4] As estas energias damos o nome de calor latente e calor sensível, respetivamente.

Nesse sentido, podemos calcular a variação de entalpia total como

$$\Delta H_{total} = \Delta H_{cond} + \Delta H \quad (13)$$

$$\Delta H_{total} = \Delta H_{cond} + C_p \Delta T \quad (14)$$

Substituindo na equação do fluxo de energia, obtemos que o calor transferido pode ser calculado como

$$\dot{Q}_q = \dot{m}_q (\Delta H_{cond} + \Delta H) \quad (15)$$

$$\dot{Q}_q = \dot{m}_q \Delta H_{cond} + \dot{m}_q \Delta H \quad (16)$$

Por definição, $\Delta H_{cond} = -\Delta H_{vap}$. A entalpia de vaporização pode ser calculada pela relação proposta por Watson [3]:

$$\frac{\Delta H_{v1}}{\Delta H_{v2}} = \left(\frac{1 - T_{R1}}{1 - T_{R2}} \right)^{0,38} \quad (17)$$

$$\Delta H_{v1} = \Delta H_{v2} \left(\frac{1 - T_{R1}}{1 - T_{R2}} \right)^{0,38} \quad (18)$$

onde T_{R1} e T_{R2} são temperaturas reduzidas, e ΔH_{v1} e ΔH_{v2} são as variações de entalpia para as temperaturas 1 e 2. Assim, tomando um valor tabelado para ΔH_{v2} e respectiva temperatura, podemos calcular ΔH_{v1} para a T_1 .

II.1.1 - Cálculo de propriedades de misturas

Quando se calculam propriedades de substâncias puras é possível encontrar dados para as mesmas, na literatura. No entanto, na indústria é comum encontrar processos que trabalhem com misturas de várias substâncias.

Prática comum na engenharia parte por considerar que as propriedades de uma mistura são resultado de uma contribuição de cada substância em função da sua quantidade na mistura.

Assim, quando queremos calcular uma propriedade, por exemplo a massa molar da mistura, dizemos que

$$M_{mix} = \sum_{i=1}^n x_i M_i \quad (19)$$

Da mesma forma, o cálculo da entalpia da mistura pode ser calculado [5], considerando uma mistura ideal, como

$$\Delta H_{mix} = \sum_{i=1}^n x_i \Delta H_i \quad (20)$$

Não havendo informação relativa aos fatores C_j da mistura, ($j = 1,2,3,4,5$), para o cálculo do C_p [6] para misturas, adotou-se o mesmo método para o cálculo de cada coeficiente

$$C_p = \sum_{i=1}^n x_i C_{p_i} \quad (21)$$

Os balanços e cálculos de propriedades apresentados nesta secção são aproximados e foram utilizados como base para a interpretação dos resultados obtidos pelas simulações realizadas no simulador Aspen Plus® (ver Anexo F).

II.2 Análise à linha de refrigeração

III.2.1 - Equação de Bernoulli

Em unidades de processos químicos tais como reatores, colunas de destilação, permutadores de calor e evaporadores, o trabalho exercido e as variações de energia cinética e potencial são geralmente desprezáveis em comparação com a transferência de calor e variações de energia interna e entalpia.

No entanto, também é possível encontrar situações em que o oposto se aplica, isto é, onde as variações de energia ou a transferência de calor são mínimas. A maioria desses processos envolvem o transporte de fluidos entre tanques, reservatórios ou unidades processuais. Os balanços a este transporte é feito com recurso a balanços de energia mecânica (ou quantidade de movimento).

A equação geral para o balanço de quantidade de movimento de um fluido pode ser derivada a partir do balanço a um sistema aberto e de uma expressão de conservação de momento. [7]

Consideremos um sistema com um único líquido, incompressível, com escoamento irrotacional, a circular entre unidades processuais (de ou para), no qual \dot{m} é o seu caudal mássico e V o volume específico do líquido [7]. Se V for reescrito como $\frac{1}{\rho}$, onde ρ representa a densidade do líquido, o balanço de energia ao sistema aberto pode ser escrito da seguinte forma [8]:

$$\frac{\Delta P}{\rho} + \frac{\Delta u^2}{2} + g\Delta z + F = -\frac{W_s}{\dot{m}} \quad (22)$$

Mesmo em condições onde a transferência de calor e a variação de temperatura a entrada e saída sejam mínimas e onde não ocorram reações ou mudanças de fase, existe sempre uma conversão da energia potencial e cinética em energia térmica, resultantes da fricção do fluido ao longo do sistema, expressa pelo termo F .

$$\frac{\Delta P}{\rho g} + \frac{\Delta u^2}{2g} + \Delta z + h_L = -w_s \quad (23)$$

onde $h_L = \frac{F}{g}$ e $w_s = \frac{W_s}{\dot{m}}$

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} + z_1 + h_L + w_s = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} + z_2 \quad (24)$$

Uma versão simplificada do balanço de quantidade de movimento pode ser obtida para descrever processos sem atrito, ou linhas de corrente, no qual não é aplicado nenhum

trabalho ($w_s = 0$, $h_L \approx 0$). A esta equação damos o nome de equação de Bernoulli simplificada [7], que quando aplicada a dois pontos de um processo pode ser escrita como:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} + z_2 \quad (25)$$

II.2.2 - Perdas de carga

As perdas de carga de uma tubagem, h_L , podem ser utilizadas na análise de problemas de escoamento em tubagens [9]. A perda de carga total numa tubagem consiste na perda de carga devido aos efeitos da viscosidade do fluido em tubos retos, conhecidas por perdas de carga contínuas, $h_{L,contínuas}$, e pelas perdas de carga em diversos componentes ao longo da tubagem, conhecidas como perdas de carga localizadas, $h_{L,localizadas}$.

$$h_L = h_{L,contínuas} + h_{L,localizadas} \quad (26)$$

O termo contínua e localizada não reflete o peso das perdas de carga no valor total, mas sim o tamanho do equipamento, isto é, como as perdas de carga nas tubagens são dadas ao longo da tubagem, denominam-se as suas perdas de carga como contínuas, e a dos componentes como localizadas. Não obstante, muitas vezes $h_{L,contínua} \leq h_{L,localizadas}$ [9].

II.2.2.1 - Perdas de carga maiores

Para se efetuar a análise a tubagens, é conveniente assumir escoamento turbulento dentro da tubagem, de forma a eliminar gradientes de velocidade no seu perfil.

Para um líquido incompressível, a perda de carga num tubo horizontal, cilíndrico, de diâmetro D , depende de u (a velocidade média do fluido), l (comprimento da tubagem) e ε (rugosidade da parede da tubagem). ρ e μ correspondem à densidade e viscosidade dinâmica do fluido circulante e é escrita como:

$$\Delta P(u, D, l, \varepsilon, \mu, \rho) \equiv f \frac{l}{D} \frac{\rho u^2}{2} \quad (27)$$

onde f corresponde ao fator de fricção de Moody.

Para a determinação do valor de f , fator de atrito, recorre-se ao Diagrama de Moody [9], que relaciona o regime de escoamento e a rugosidade da tubagem, para dar um valor para o fator de fricção.

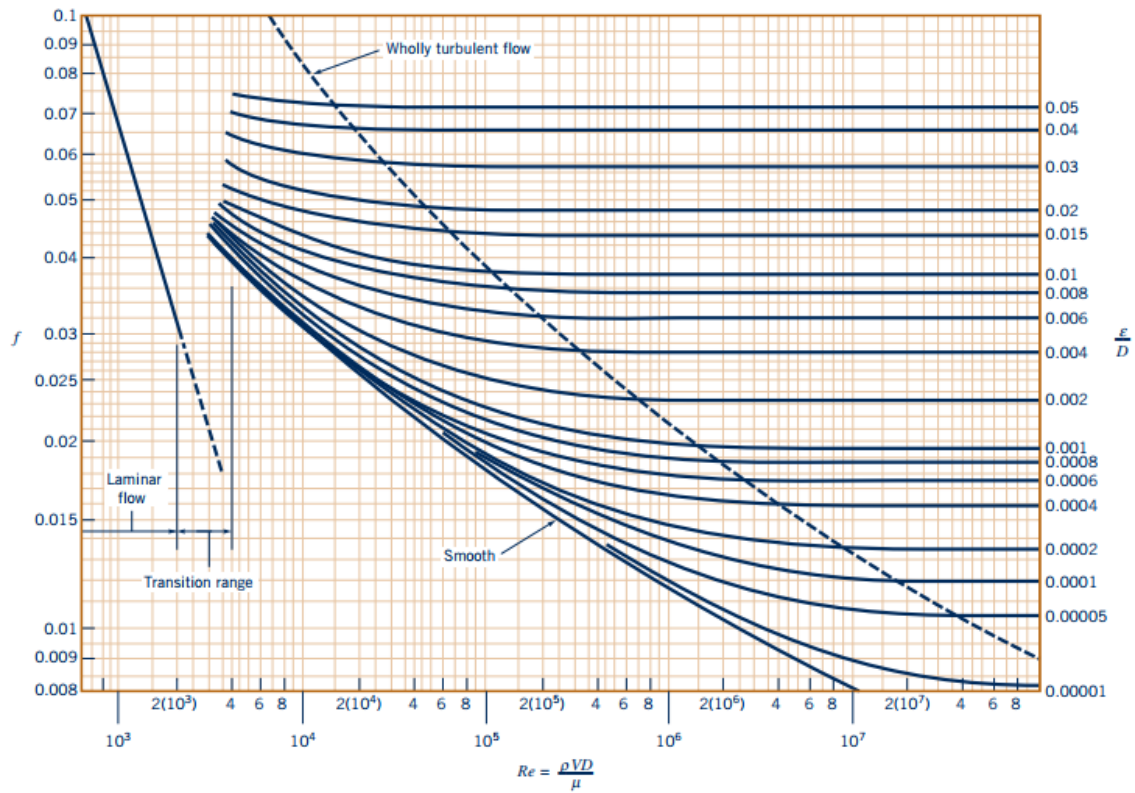


Figura 3- Diagrama de Moody

Do balanço de energia para o escoamento incompressível [9], assumindo diâmetro constante (do balanço de massa) $D_1 = D_2 \Rightarrow u_1 = u_2$), num tubo horizontal ($z_1 = z_2$), obtém-se que

$$-\Delta P = P_1 - P_2 = \rho g h_L \quad (28)$$

Combinando com a equação da perda de carga apresentada acima, obtemos

$$h_{L,continua} = \frac{f \frac{l}{D} u^2}{2g} \quad (29)$$

conhecida como Equação de Darcy-Weisbach.

II.2.2.2 - Perdas de carga menores

A maioria dos sistemas de tubagens não são, no entanto, tubagens retas e apresentam bastantes componentes adicionais (curvas, válvulas, bifurcações, etc.) às quais se dá o nome de acidentes. A presença destes acidentes contribui para a perda de carga nas tubagens, sendo consideradas como perdas de carga localizadas. Um método para calcular o contributo dos acidentes nas perdas de carga das tubagens é através da especificação dos coeficientes de perda de carga, K_L , definidos como:

$$K_L = \frac{h_{L,localizadas}}{u^2/2g} = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2}\rho u^2} \quad (30)$$

O valor para K_L depende fortemente da geometria e propriedades do fluido, pelo que rearranjando a equação anterior, as perdas de carga localizadas podem ser representadas como

$$h_{L,localizadas} = K(geometria, N_{Re})_L \frac{u^2}{2g} \quad (31)$$

onde N_{Re} é o número de Reynolds para o tubo. Em grande parte dos casos, o número de Reynolds é suficientemente grande para que o fluxo seja dominado apenas pela inércia, sendo os efeitos da viscosidade secundários. Nestas situações, a perda de carga está diretamente relacionada com a pressão dinâmica. Esta condição aplica-se também para acidentes na tubagem. Para estes casos, é possível considerar que as perdas de carga estão relacionados apenas com a geometria. [9]

Muitas vezes, as perdas de carga localizadas podem ser apresentadas em comprimentos equivalentes, l_{eq} . Nesta terminologia, considera-se que a perda de carga de um componente é dada em termos do comprimento de um tubo que produziria a mesma perda de carga. Esse comprimento corresponde ao comprimento equivalente. Assim, as perdas de carga podem ser descritas como:

$$h_{L,localizadas} = K_L \frac{u^2}{2g} = f \frac{l_{eq}}{D} \frac{u^2}{2g} \quad (32)$$

onde f representa o fator de atrito e D corresponde ao diâmetro interno, relativos à tubagem onde se encontram os acidentes. [9]

No Anexo I são apresentados exemplos de cálculo para as perdas de carga do sistema.

II.3 – Cavitação em bombas centrífugas

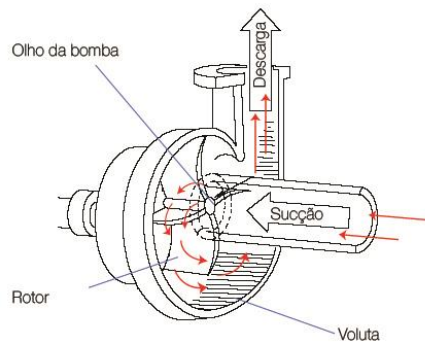


Figura 4- Bomba centrífuga

A cavitação é um problema comum em bombas e válvulas de controle, desgastando e reduzindo o tempo de via útil destes equipamentos

Existem dois tipos de cavitação: a cavitação de sucção e a cavitação de descarga.

A primeira ocorre quando a pressão local de um fluido atinge valores abaixo da pressão de vapor deste, para essas condições. Nestas condições, há uma formação, e subsequente implosão de bolhas (ou cavidades) de vapor e gases dissolvidos. Esta cavitação ocorre no olho da bomba uma vez que esta é a zona com menor pressão dentro da bomba.

A cavitação de descarga ocorre quando a pressão exercida pela coluna de água acima da bomba é igual ou superior à pressão criada pela bomba centrífuga, fazendo com que o fluido tenha dificuldade em sair do interior da bomba, pelo que o fluido fica a circular internamente. Nesta situação o fluido circula entre o rotor e a voluta, a alta velocidade, causando vácuo junto à parede da voluta e consequente cavitação.

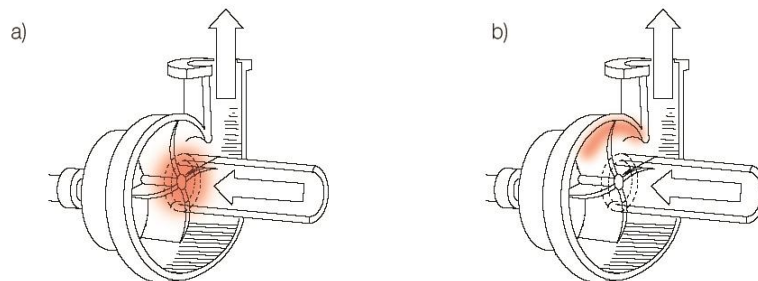


Figura 5- a) zona de cavitação de sucção b) zona de cavitação de descarga

A cavitação pode originar ruído e vibração bem como consequências mais graves, tais como a erosão do equipamento, diminuição do caudal e aumento de consumos energéticos.

II.3.1 - NPSH

O *NPSH* (Net Positive Suction Head) é, por definição, a diferença entre a altura total à entrada da bomba e a altura correspondente à pressão de vapor do líquido (P_v) na mesma altura.

Partindo da equação de Bernoulli e contabilizando as perdas por atrito entre o ponto 1 e 2, e considerando que o ponto 1 corresponde a um reservatório de água, onde a altura de água é constante, podemos considerar que a sua velocidade é nula e rearranjando a equação, podemos representar o *NPSH* como:

$$NPSH_a \equiv \left(\frac{P_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} \right) - \frac{P_v}{\rho g} = \left(\frac{P_1}{\rho g} + z_1 - z_2 - h_L \right) - \frac{P_v}{\rho g} \quad (33)$$

ou, reagrupando:

$$NPSH_a = \frac{P_1}{\rho g} - \frac{P_v}{\rho g} + (z_1 - z_2) - h_L \quad (34)$$

No projeto de engenharia, é necessário ter em conta o posicionamento das bombas, alturas cinéticas e de atrito bem como perdas de carga ocasionadas pela aceleração adicional do líquido e possíveis irregularidades do escoamento da bomba. Cada bomba opera acima de valores mínimos de *NPSH*, sendo esse valor determinado pelo fabricante da bomba. A esse valor chama-se *NPSH_r* (*NPSH* required) e determina o valor mínimo ao qual a bomba pode operar sem problemas. Abaixo desse ponto, há uma forte probabilidade de ocorrer cavitação na bomba.

De forma a saber se a bomba está a trabalhar acima do *NPSH_r*, é possível calcular o *NPSH* disponível, ou *NPSH_a*, à bomba utilizando a equação 34, ou rescrevendo em unidades de comprimento como

$$NPSH_a = h_a - h_{vpa} + h_s - h_L \quad (35)$$

onde h_a corresponde à pressão no ponto 1, h_{vpa} corresponde à pressão de vapor da água à temperatura de operação (ambas expressas em metros de coluna de água, e sempre positivas) e h_s corresponde à altura a que o olho da bomba se encontra abaixo do ponto 1. No caso da bomba se encontrar acima do ponto 1, o termo h_s é negativo.

Para garantir que a bomba funciona sempre sem qualquer problema, é sempre necessário garantir, portanto, que $NPSH_a \geq NPSH_r$.

Um exemplo de cálculo para o cálculo do *NPSH* é apresentado no Anexo I.

Capítulo III – Análise ao circuito de água

III.1 – Análise energética do processo

O projeto inicial das instalações da EGEO Solventes, S.A. já sofreu várias modificações ao longo dos anos, tais como a substituição de permutadores, reconfiguração da linha, entre outros.

O projeto inicial compreendia apenas uma coluna de destilação, ligada a um condensador, cujo desenho de projeto se encontra no Anexo B. Os restantes condensadores dos ebulidores 1 e 2 foram encomendados posteriormente tendo como base o primeiro condensador. No entanto, enquanto o número de passagens no lado dos tubos do condensador original é apenas de 1, os restantes condensadores foram construídos com 2 passagens, mas o seu desenho de projeto nunca foi cedido pelo fornecedor, pelo que as características destes foram assumidas como iguais às do condensador 1. As características dos condensadores encontram-se registadas no Anexo D. Na Figura 6 é apresentado o esquema do processo utilizado para a simulação no Aspen Plus[®]. A azul temos as linhas de alimentação de água fresca, enquanto as linhas a vermelho representam os retornos da água quente. Nas linhas a preto temos representado o solvente. Podemos ainda observar os condensadores C1, C2, C3, C4 e CF, apresentados e descritos anteriormente em I.2.2.

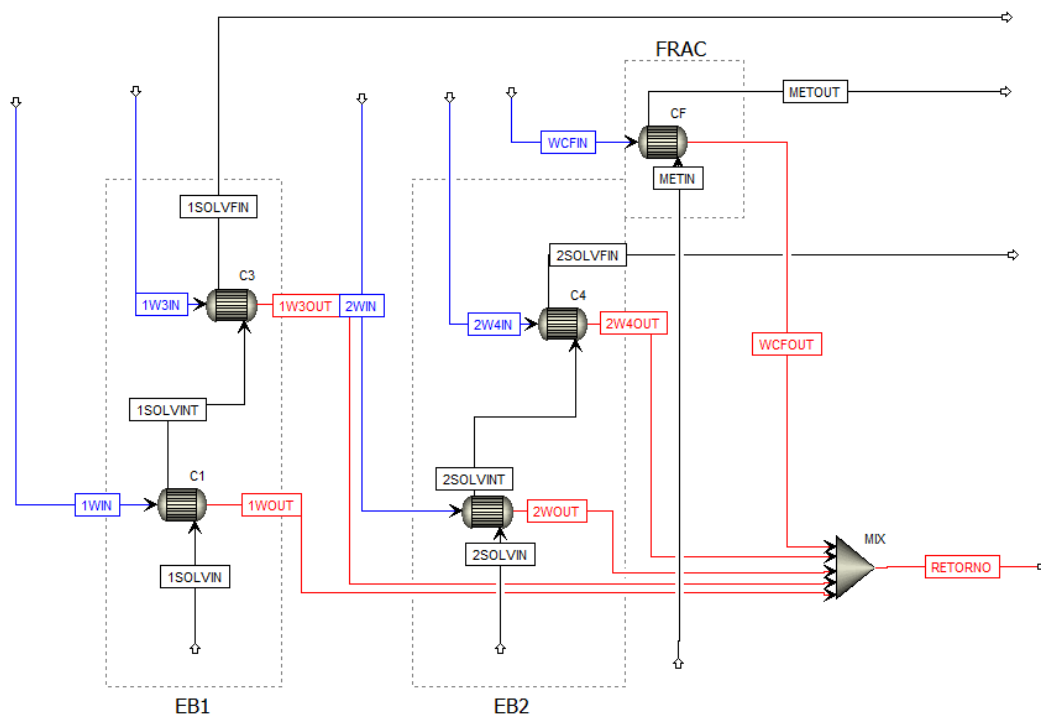


Figura 6- Esquema da simulação no Aspen Plus[®], correspondente à instalação industrial.

A instalação do condensador de vácuo (CV) foi efetuada apenas como medida de segurança, para efetuar a condensação de solvente que não tenha condensado nos outros permutadores. No entanto, os caudais de solvente alimentados ao condensador são residuais e esporádicos, pelo que se considerou que o mesmo não entraria no balanço energético e como tal não se encontra representado na Figura 6.

Por forma a diagnosticar a origem dos problemas no circuito de refrigeração, foi necessário avaliar a capacidade de arrefecimento do sistema. Assim, conhecendo as condições de operação nas instalações (temperaturas e caudais), bem como as propriedades do solvente, foi possível efetuar um balanço energético ao sistema.

Uma vez que não existem caudalímetros na linha de arrefecimento, foi necessário recorrer-se ao aluguer de um caudalímetro portátil. O caudalímetro utilizado foi um Endress+Hauser Prosonic Flow 93T portable (ver Figura 7). Este recorre a ultrassons para o cálculo do caudal dentro de uma tubagem.



Figura 7 - Endress+Hauser Prosonic Flow 93T portable

Este equipamento dispõe de dois emissores/recetores, acoplados ao exterior de uma tubagem, a partir do efeito de Doppler, consegue calcular a velocidade do fluido circulante no interior da tubagem.

De uma forma simples, o caudalímetro calcula a velocidade do fluido circulante através da diferença de tempo que os ultrassons levam a chegar ao sensor. Ao circular em contracorrente, o ultrassom demora mais tempo a chegar ao sensor, enquanto que se circular na direção da corrente, este sofre uma aceleração. Esta diferença de tempos corresponde ao efeito de Doppler, representado no esquema da Figura 8.

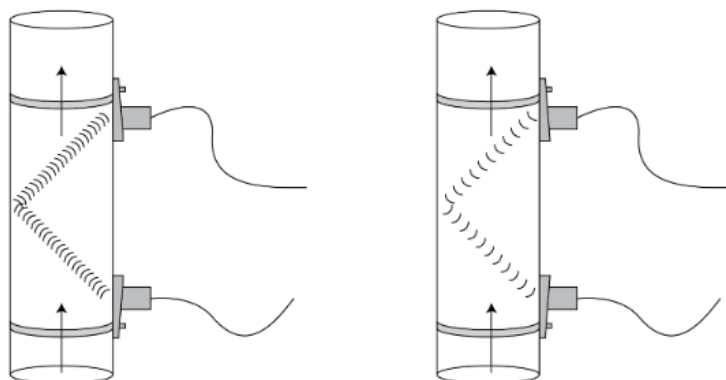


Figura 8- Esquema de funcionamento do caudalímetro ultrassônico

Para uma correta medição dos caudais, foi necessário definir corretamente os seguintes parâmetros: diâmetro da tubagem, espessura da parede, material da tubagem, fluido circulante e temperatura do fluido.

O material da tubagem e fluido circulante não são obrigatórios, uma vez que o equipamento apenas os utiliza para procurar na sua base de dados interna pela velocidade do som nestes. No caso do material/fluido não se encontrar na base de dados, é necessária a calibração da velocidade do som. Uma vez que nas instalações se trabalham com diâmetros nominais (DN 50, 80, 100, 125 e 250, PN 10) e o fluido em causa é a água, esses dados foram preenchidos automaticamente no caudalímetro.

Uma vez configurado corretamente o caudalímetro, este indica-nos a distância correta entre sensores. Essa distância é dada sobre a forma de um código, XYY, onde X corresponde a uma letra e YY a um número (exemplo: para uma tubagem DN125, com água no seu interior, a distância entre sensores é a B 24, ver figura 9). Esse código é depois utilizado numa régua especialmente calibrada, permitindo uma fácil e correta instalação dos sensores.



Figura 9- Esquema da régua de distâncias do caudalímetro

A velocidade que o som demora a chegar ao sensor pode ser afetada pela presença de ar ou outros resíduos no interior da tubagem. Assim, os caudais foram medidos sempre que possível em tubagens verticais, e quando não havia outra possibilidade, em tubagens

sempre abaixo dos condensadores, para garantir que não existia acumulação de ar nessa secção.

O resultado da medição de caudais, e respetiva variância, é de seguida apresentada na Tabela 2.

Tabela 2- Caudais médios registados para a água de arrefecimento, por linha e por condensador (ver Figura 2).

Caudais médios registados (m^3/h)							
Bombas		Linha 1		Linha 2			
B1 ($\pm 0,47$)	B2 ($\pm 4,78$)	C1 ($\pm 1,21$)	C2 ($\pm 0,92$)	C3 ($\pm 0,29$)	C4 ($\pm 0,38$)	CV1 ($\pm 0,15$)	CF ($\pm 0,67$)
16,86	60,50	3,98	12,88	7,66	5,82	6,80	39,68

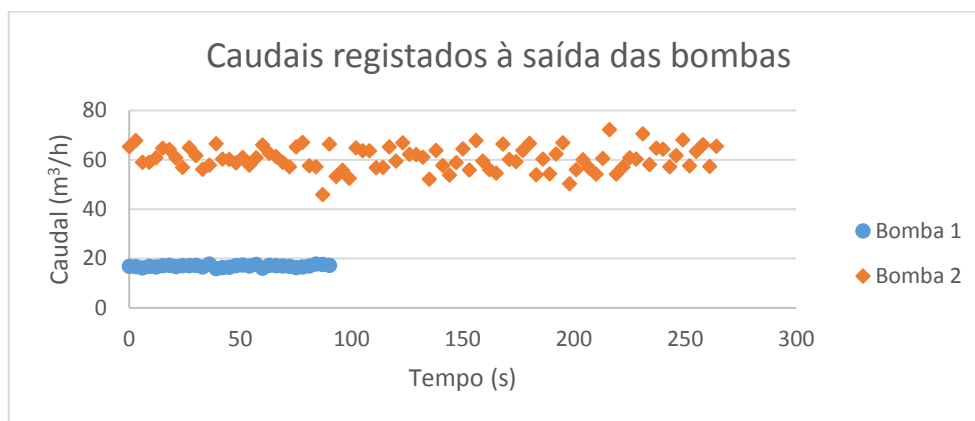


Figura 10- Registo de caudais à saída das bombas B1 e B2

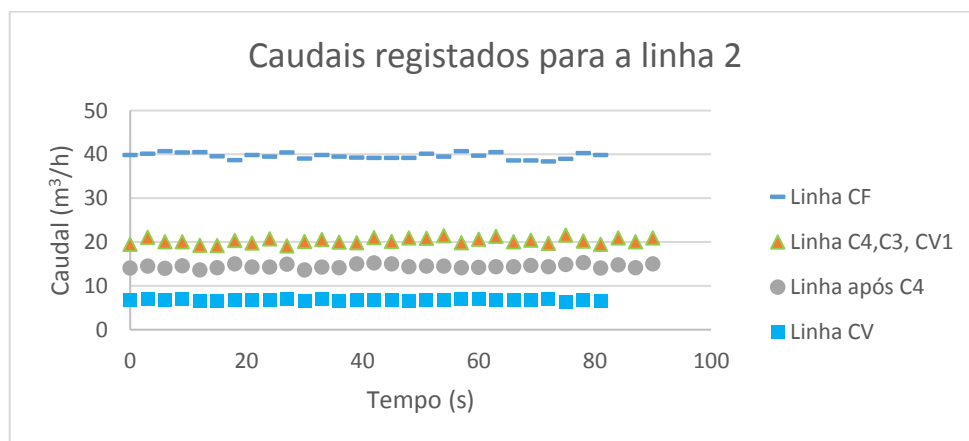


Figura 11- Registo de caudais para a linha 2

Na Figura 10 é possível observar uma grande variação nos valores medidos e é resultado da cavitação.

Não havendo todos os dados necessários ao sistema, nomeadamente temperatura do solvente entre condensadores, foi necessário recorrer ao balanço energético à corrente de água e a cálculo iterativo para determinar a energia transferida. Com o valor do caudal de água e solvente, bem como as temperaturas de entrada e saída da água, foi possível calcular a temperatura do solvente entre os permutadores. Os dados recolhidos das condições de operação são apresentados na Tabela 3:

Tabela 3- Registo das condições de operação dos diversos permutadores de calor da unidade. O caudal mássico para a água foi calculado utilizando como base de cálculo a densidade da água a 20 °C.

Solvente	Ecosolve 01			SOLVENTE	ÁGUA
C1	IN	\dot{m} (kg/h)		840	3976,6
		T (°C)		91,5	23
	OUT	\dot{m} (kg/h)		840	3976,6
		T (°C)		---	---
C3	IN	\dot{m} (kg/h)		840	7846,6
		T (°C)		---	23
	OUT	\dot{m} (kg/h)		840	7846,6
		T (°C)		34,6	---
Solvente	Ecosolve 01			SOLVENTE	AGUA
C2	IN	\dot{m} (kg/h)		750	12851,7
		T (°C)		91,5	23
	OUT	\dot{m} (kg/h)		750	12851,7
		T (°C)		---	---
C4	IN	\dot{m} (kg/h)		750	5963,7
		T (°C)		---	23
	OUT	\dot{m} (kg/h)		750	5963,7
		T (°C)		29,3	25,8
Solvente	METANOL			SOLVENTE	AGUA
CF	IN	\dot{m} (kg/h)		633,6	39600,0
		T (°C)		63,5	21
	OUT	\dot{m} (kg/h)		633,6	39600,0
		T (°C)		33,2	---
		Q_v SOLVENTE (L/h)		REFLUXO	OUT
				600	200
TORRES ARREFECIMENTO					
T_{in} (°C)	28,8	T_{out} (°C)	23		

Através dos dados recolhidos, procedeu-se a uma análise da sua operação, recorrendo à ferramenta de simulação Aspen Plus®.

Para a análise ao processo, foram utilizados os blocos HeatX, no modo detalhado e opção de simulação.

Para a simulação do processo foram ainda considerados valores típicos para o fouling, propostos pela TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) [10].

Durante a recolha de dados, a empresa encontrava-se a destilar Ecosolve 01 nos ebulidores 1 e 2 e Ecosolve MET na coluna de fracionamento. Por forma a caracterizar as correntes de Ecosolve 01 à entrada dos condensadores foi recolhida uma amostra e analisada por cromatografia gasosa, nos laboratórios da empresa. O Ecosolve MET é a designação interna para metanol, pelo que a sua análise não foi necessária.

O resultado da cromatografia gasosa é apresentado na Tabela 4. Caracterizadas as linhas procedeu-se à sua simulação e posterior análise.

Tabela 4- composição Ecosolve 01

Componente	% mássica
Acetona	2,879
Acetato de Metilo	8,705
Tetrahidrofurano	1,954
Acetato de Etilo	3,111
MetilEtilCetona	5,844
Alcool Isopropilico	1,237
Etanol	0,432
Acetato de isopropilo	0,031
Metil isobutil cetona	2,457
Tolueno	16,469
Acetato de butilo	28,395
isobutanol	0,230
o-xileno	28,257
TOTAL	100,000

Tabela 5- Resultado da simulação para as condições de operação reais

Solvente	Ecosolve 01		SOLVENTE	ÁGUA
C1	IN	$\dot{m} \text{ (kg/h)}$	1080,0	3976,6
		$T \text{ (}^{\circ}\text{C)}$	91,5	22,7
	OUT	$T \text{ (}^{\circ}\text{C)}$	46,8	49,9
C3	IN	$\dot{m} \text{ (kg/h)}$	1080,0	7846,6
		$T \text{ (}^{\circ}\text{C)}$	46,8	22,7
	OUT	$T \text{ (}^{\circ}\text{C)}$	23,3	24,1
Solvente	Ecosolve 01		SOLVENTE	AGUA
C2	IN	$\dot{m} \text{ (kg/h)}$	840,0	12851,7
		$T \text{ (}^{\circ}\text{C)}$	91,0	22,7
	OUT	$T \text{ (}^{\circ}\text{C)}$	26,6	29,8
C4	IN	$\dot{m} \text{ (kg/h)}$	840,0	5963,7
		$T \text{ (}^{\circ}\text{C)}$	26,6	22,7
	OUT	$T \text{ (}^{\circ}\text{C)}$	22,8	22,9
Solvente	METANOL		SOLVENTE	AGUA
CF	IN	$\dot{m} \text{ (kg/h)}$	630,0	39600,0
		$T \text{ (}^{\circ}\text{C)}$	63,5	20,0
	OUT	$T \text{ (}^{\circ}\text{C)}$	23,9	24,6
TORRES ARREFECIMENTO				
$T_{in} \text{ (}^{\circ}\text{C)}$	26,8	$\dot{m} \text{ (kg/h)}$	70238,6	

Por análise à tabela 5, e comparando linhas é possível observar um aquecimento mais acentuado na água de arrefecimento no C1 que no C2 (seu equivalente para o ebulidor 2). Este aquecimento deve-se ao fato do caudal de água de arrefecimento do C2 ser bastante superior ao do C1. Adicionalmente, o caudal de solvente no C2 é inferior ao do C1. Pelos mesmos motivos, denota-se um arrefecimento superior no C2, que ainda é acentuado pelo fato do C1 ser um permutador de apenas uma passagem ao contrário do C2, que é um permutador de 2 passagens.

Também por análise aos resultados do ebulidor 1, é possível concluir que ambos os condensadores desempenham um papel equivalente na condensação do solvente, ao contrário do ebulidor 2, onde a maioria da condensação e arrefecimento ocorre no condensador C2. Para além disso, o fato do solvente sair a uma temperatura muito próxima da temperatura de entrada da água, no condensador C4, indica um sobredimensionamento do equipamento, pelo que o seu papel no processo é muito reduzido.

Fazendo uma análise global, e tendo em conta os valores registados na Tabela 2, é possível observar que a linha 1 (correspondente à linha que compreende W1IN e W2IN na Figura 6) apresenta um papel importante na condensação, uma vez que esta alimenta os primeiros condensadores e é neles que a maioria do arrefecimento acontece. É possível quantificar esse arrefecimento através de uma comparação da energia recebida pela corrente de água, em comparação com a energia recebida na pela água dos segundos condensadores de cada coluna.

III.2 – Análise às bombas centrífugas

Um dos problemas encontrados no decorrer do estudo ao sistema de refrigeração foi a cavitação das bombas centrífugas de alimentação de água.

Por forma a diagnosticar a origem deste problema, Foi necessário proceder ao estudo do NPSH (Net Positive Suction Head) e à perda de carga nas tubagens, para compreender o tipo de cavitação presente.

III.2.1 – Cálculo do NPSH

Para o cálculo do NPSH foram levantadas as características da bomba. O circuito de água de refrigeração é alimentado por duas bombas iguais, da marca Inoxpa, modelo SH38-G.



Figura 12- Bombas de alimentação do circuito de refrigeração

Esta bomba tem uma potência de 15 kW e um débito de $60 \text{ m}^3/\text{h}$, com uma velocidade de rotação de 2950 min^{-1} a 50 Hz . O bocal de entrada tem um diâmetro DN100 (4") e bocal de saída DN65 (3"). A admissão na bomba é feita através de um tubo de pesca vertical, com cerca de $1,5 \text{ m}$ de comprimento. A esse tubo de pesca está acoplado um filtro de água, o qual está ligado diretamente ao bocal de entrada da bomba.

Para o cálculo do NPSH, recorreu-se à eq.(35), resultante da simplificação da eq.(34). Para os dados necessários para o cálculo das perdas de carga por fricção, H_f , foi

necessário efetuar um estudo ao escoamento na admissão da bomba, explicada de seguida.

Através das características do tubo de pesca (diâmetro e material), propriedades da água (densidade e viscosidade) e caudal da bomba, foi possível calcular o regime de escoamento à entrada da bomba.

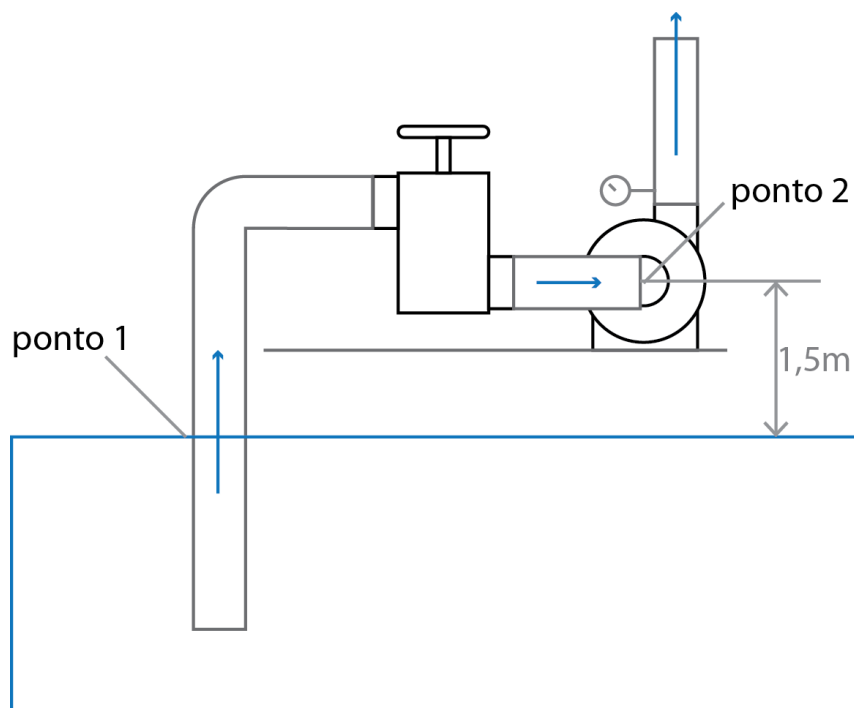


Figura 13- Esquema das instalações das bombas centrífugas B1 e B2

Assim, definindo o ponto 1 (ver Figura 13) como a superfície da água na cisterna de alimentação e que este se encontra à pressão atmosférica é possível calcular o valor para H_a . Para o cálculo da pressão de vapor da água, definiu-se a mesma como estando a $20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Para o cálculo de H_s considerou-se que a altura mais baixa a que a superfície da água se poderia encontrar em determinado momento seria de $1,5\text{ m}$ abaixo do centro da bomba.

Uma vez que uma das bombas centrífugas está equipada com um variador de frequência, é necessário fazer um estudo para diferentes caudais, uma vez que estes alteram N_{Re} . Para situações extremas ($10\text{ m}^3/\text{h}$ e $60\text{ m}^3/\text{h}$) o escoamento é sempre turbulento e a sua variação final no $NPSH_a$ não é significativa.

Para o cálculo do H_f foi necessário ter em conta todas as perdas na linha de sucção. Assim, para além das perdas por atrito no tubo de pesca, foi necessário ter em conta a existência de uma válvula anti-retorno com filtro (Foot valve with strainer), um cotovelo e um filtro à entrada da bomba (bucket strainer). Para o cálculo das perdas no tubo de pesca,

recorreu-se à eq.(29) relativa ao cálculo das perdas de carga maiores. Recorrendo à equação das perdas de carga menores foi possível calcular a perda de carga para a válvula de retenção, cotovelo e filtro.

Os valores de K_L para a válvula de retenção e cotovelo utilizados foram calculados através da formula apresentada no Technical Paper no. 410 da Crane Co. [11] (ver Anexo E). No caso do filtro de partículas (ver Figura 14), uma vez que este foi construído à medida, não existem dados específicos para a sua perda de carga.



Figura 14 - Filtro de partículas

Assim, assumiu-se que o filtro teria uma perda de carga equivalente a uma placa perfurada. Através das dimensões dos furos e seu espaçamento, foi possível calcular a razão de área livre ($FAR = \frac{d^2 \times 90,69}{distancia\ entre\ centros^2} / 100$) e consequentemente a sua perda de carga, através da eq. (36).

$$K_L = (0,707\sqrt{1 - FAR} + 1 - FAR)^2 \frac{1}{FAR^2} \quad (36)$$

De seguida é apresentada a Tabela 6 com os dados utilizados para o cálculo do $NPSH_a$, bem como o resultado do cálculo para o $NPSH_a$.

Tabela 6- Dados para o cálculo do NPSHa e resultados do cálculo

P_1 (atm)	Q_v (m ³ /h)	T (°C)		
1	50	20		
ρ (kg/m ³)	u (m/s)	d (m)	μ (cP)	Re
998	1,768	0,1	$1,002 \times 10^{-3}$	$1,761 \times 10^5$
Perdas de carga acidentes				
	K_L	f_T	fator	h_L
Válvula antirretorno	1,275	0,017	75	0,203
Filtro	37,856	-	-	6,034
Cotovelo ($\frac{r}{d} = 1$)	0,408	0,017	24	0,065
Cálculo do NPSH _a				
$NPSH_a$ (m)	h_a (m)	h_s (m)	h_{vpa} (m)	h_f (m)
2,190	10,332	-1,5	0,185	6,458

Uma vez que o modelo das bombas em questão já não é o mais recente, não foi possível encontrar a documentação técnica das mesmas, com fim a saber qual o $NPSH_r$ da mesma. No entanto, um estudo entre a família de curvas para as bombas da gama SH e a família de curvas para as bombas da gama SE (modelo atual), mostram que as bombas SH38 correspondem ao modelo SE36 [12]. Com este dado, foi possível determinar um $NPSH_r$ da ficha técnica da bomba SE36 para o mesmo regime de funcionamento, sendo ele de 1,75 m.

Assim sendo, é possível observar que o $NPSH_a > NPSH_r$ pelo que a cavitação presente não é causada por mau dimensionamento na linha de sucção. No entanto, o seu funcionamento é próximo do limite, pelo que deve procurar-se aumentar o $NPSH_a$. Uma forma de aumentar o NPSH disponível passa por reduzir as perdas de carga na tubagem ou aumentar a pressão na mesma, substituindo por exemplo o filtro por um filtro com menor perda de carga, ou se possível eliminando-o, ou então tornando positiva a diferença de altura entre a bomba e a cisterna, quer por colocação das bombas abaixo da cisterna quer pela substituição da cisterna por um tanque de água a cota positiva.

III.2.2 – Cálculo das perdas de carga na tubagem

O cálculo das perdas de carga da tubagem é feito com recurso à equação de Bernoulli. Visto que a linha de refrigeração sofreu várias alterações ao projeto inicial, não existiam dados sobre a mesma, pelo que foi necessário um levantamento das dimensões das tubagens e de todos os acidentes presentes na linha.

Visto que se considera que o ponto cuja pressão é a menor corresponde ao ponto mais alto da tubagem, o levantamento dos tubos para o cálculo das perdas de carga foi efetuado apenas até à entrada de cada permutador, uma vez que o incremento de altura à saída dos permutadores não afetar o valor total da perda de carga.

A medição das tubagens foi efetuada com recurso a um medidor laser Bosch DLE 70 Professional, e o resultado do levantamento pode ser encontrado no diagrama isométrico na Figura 15 (ver também Anexo A).

Com base no manómetro colocado junto às bombas, a jusante, e conhecendo as características da tubagem, acidentes e caudais foi possível calcular as perdas de carga à entrada dos permutadores, sendo as mesmas apresentadas em resumo na Tabela 7.

Para o cálculo das perdas de carga foi necessária a resolução de um sistema de equações. Para resolver o sistema foi necessária a equação de balanço de massa aos diversos pontos da tubagem bem como a equação de balanço energético para cada segmento de tubagem. [13]

Por análise aos resultados apresentados na Tabela 7, observa-se que a perda de carga apenas é mais acentuada na alimentação do condensador da coluna de fracionamento. Os valores calculados não podem ser considerados os reais, uma vez que não é possível saber qual a perda de carga verdadeira das válvulas estranguladas, no entanto podem ser considerados uma boa aproximação. Estas discrepâncias são obtidas uma vez que os valores para as perdas de carga das válvulas são valores típicos, havendo sempre margem para variações. De forma a saber qual a verdadeira perda de carga, seria necessário instalar manómetros a montante e jusante das válvulas estranguladas.

Adicionalmente, a análise das perdas de carga mostra que as pressões às condições de entrada dos permutadores de calor não é igual, traduzindo-se em diferentes resistências e caminhos preferenciais para a água. Por este motivo, recorre-se ao estrangulamento de válvulas à saída dos condensadores por fim a igualar as resistências.

Analisando a Tabela 7, é possível ainda observar que a perda de carga na alimentação do CF é o dobro da perda de carga para o condensador C4 e pode ser entendida pelo facto de a água enfrentar uma elevação adicional de 10 m até ao CF.

Tabela 7- Perdas de carga calculadas nas diversas ramificações das tubagens

	Bombas	C1	C2	C3	C4	CF	CV
P (bara)	5,066	4,676	4,675	3,060	3,267	1,434	3,212
Perda de Carga (bara)	0	0,390	0,391	2,006	1,800	3,633	1,854

33

As perdas de carga são originadas pelo atrito nas paredes da tubagem e outros impedimentos ao escoamento de um fluido. Assim, o caudal na mesma tem um papel importante no cálculo das perdas de carga. Por análise à equação de Bernoulli, um aumento do caudal aumenta a velocidade do fluido na tubagem, o que leva a uma maior perda de carga.

Atendendo aos resultados do estudo das condições de descarga e linha de sucção, conclui-se que o sobredimensionamento das tubagens de descarga e distribuição desequilibrada dos caudais é o motivo pelo qual não é possível manter a pressão à saída, resultando no funcionamento das bombas em esforço total, resultando no ruído e vibração observados.

III.2.3 – Estudo de caminhos preferenciais

Tal como referido, verificou-se a existência de caminhos preferenciais nas tubagens. A solução até agora utilizada consiste no estrangulamento de válvulas à saída dos condensadores por forma a distribuir a água de refrigeração entre eles.

Pelo fato do condensador de fracionamento se encontrar 10 m acima dos restantes permutadores, e pelo cálculo das perdas de carga na tubagem, facilmente se conclui a existência de caminhos preferenciais. No entanto, para a linha 1, as perdas de carga até ao condensador 1 e 2 são muito semelhantes, pelo que a existência de caminhos preferenciais deveria ser mínima. Desta forma, tentou-se estudar o motivo pelo qual também as válvulas para o condensador 1 e 3 se encontravam estranguladas.

Numa análise prévia, observa-se que o condensador 1 recebe menos água que o condensador 2. Sabendo que ambos os ebulidores se encontram a destilar o mesmo produto, esta divisão indica que haverá menor condensação no condensador do ebulidor 1. Para além disso, o condensador 1 é um condensador de apenas 1 passagem, e por isso requer mais água para obter a mesma condensação do condensador 2, de 2 passagens.

Uma vez que os operadores reportavam fraca condensação se as válvulas estivessem abertas, estudou-se o efeito da sua abertura nos caudais observados.

Nesta experiência, estudou-se o efeito do ajuste das válvulas no caudal alimentado ao condensador (ver figuras 16 e 17). Inicialmente, instalou-se o caudalímetro a jusante da válvula de saída do condensador 1, e mediu-se a sua operação em regime normal. Os valores foram registados com intervalos de 3 s. Após, sensivelmente, 225 segundos abriu-se a válvula do condensador 1 na sua totalidade e registou-se um aumento de caudal para o quádruplo do valor inicial. Com esse aumento de caudal, foi possível observar um

arrefecimento da temperatura de água à saída do condensador, redução visível nos termómetros presentes na instalação. Após cerca de 340 segundos, abriu-se também a válvula do condensador 2, na sua totalidade. Observou-se uma redução do caudal de água do condensador 1 estabilizando em valores, ainda assim, superiores aos iniciais. De seguida, ligou-se o caudalímetro à saída do condensador 2, após a válvula e mediu-se o seu caudal. Após 45 segundos de funcionamento ajustou-se a válvula para aberturas menores e estudou-se o resultado (ver Figura 17). Os ajustes na válvula do condensador 2, na parte final, foram efetuados na tentativa de encontrar um ponto intermédio que fosse adequado ao funcionamento de ambos os permutadores. No final, as válvulas voltaram a ser ambas estranguladas, voltando ao funcionamento original.

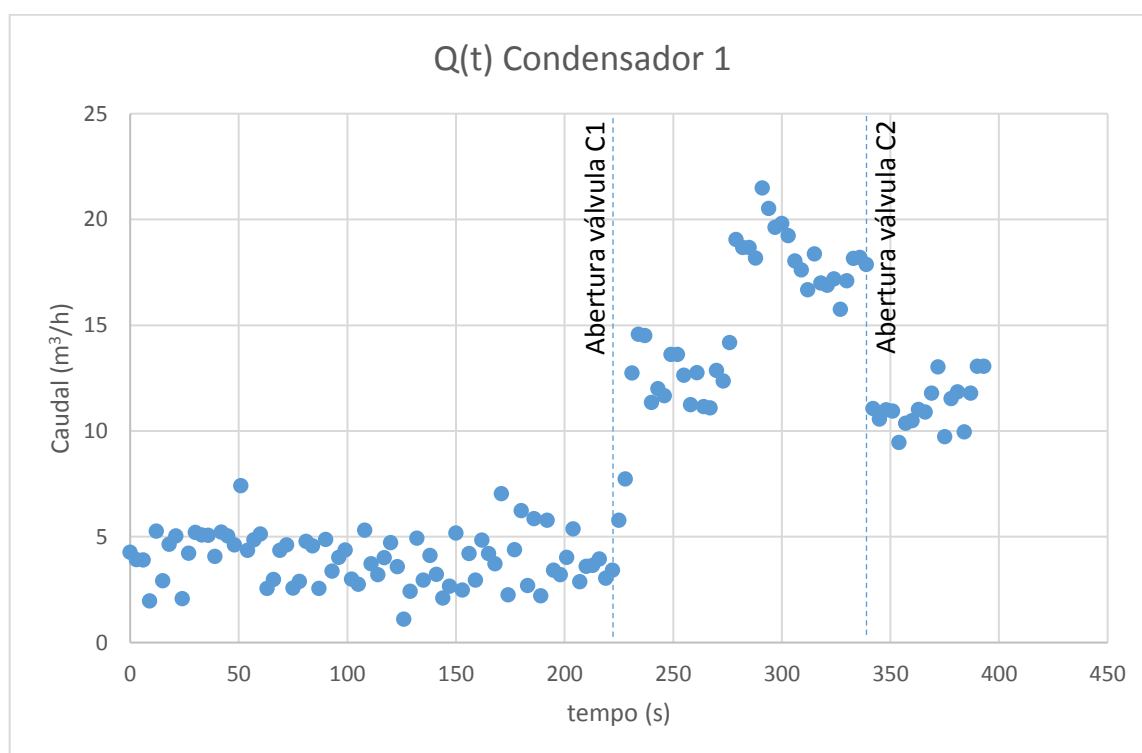


Figura 16- registo dos caudais para o condensador 1

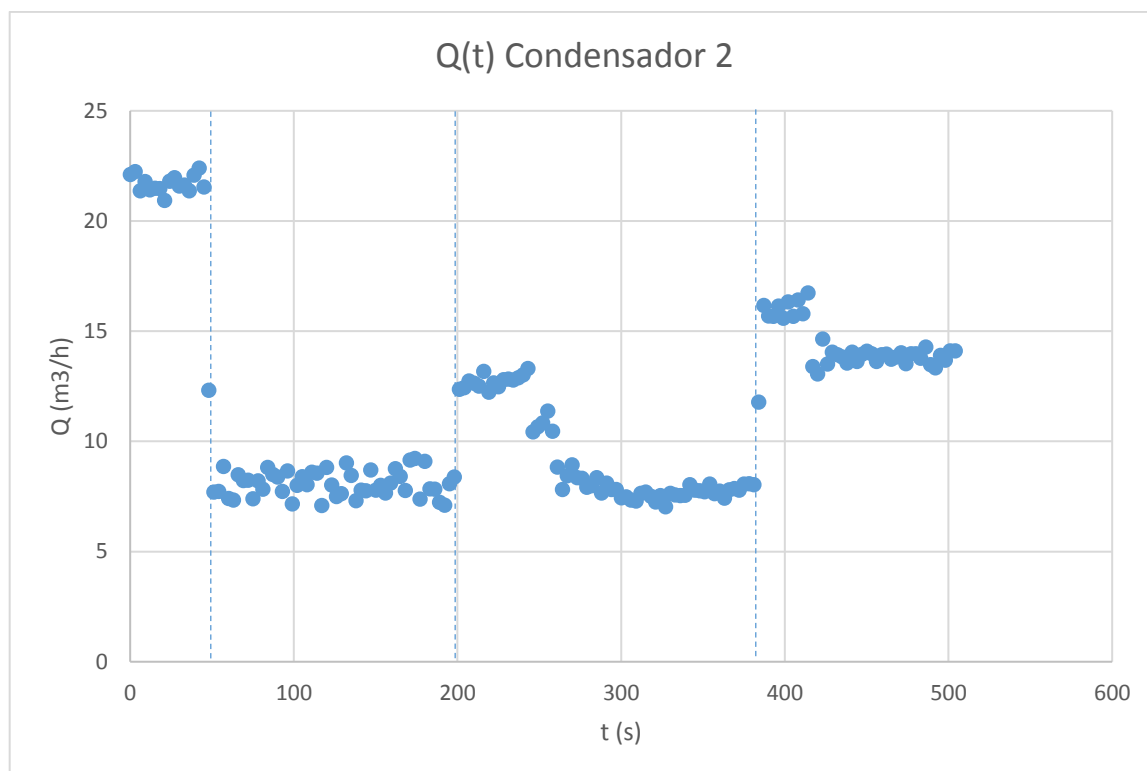


Figura 17- registo dos caudais para o condensador 2

Por análise aos caudais registados, e sabendo as características dos permutadores, é possível concluir que o condensador 1 não está a beneficiar da divisão de caudais. O condensador 1 é um condensador de 1 passagem, pelo que o tempo de residência da água é inferior ao do condensador 2, de 2 passagens. Dado que dos $16 \text{ m}^3/\text{h}$ disponíveis na linha 1, apenas $4 \text{ m}^3/\text{h}$ são alimentados ao condensador, e contando com a agravante do condensador ser apenas de 1 passagem, conclui-se que a eficácia do permutador vai ser inferior à do condensador 2.

Analisando também os resultados do teste de abertura de válvulas, observa-se que o estrangulamento das válvulas à saída dos condensadores provoca uma redução do caudal debitado. O valor observado para o funcionamento normal da bomba é de $16 \text{ m}^3/\text{h}$ e o valor registado para ambas as válvulas abertas é de $32 \text{ m}^3/\text{h}$, significando o dobro da água disponível de refrigeração.

Atendendo a que a regulação das válvulas é feita manualmente, e baseada nas leituras feitas aos termómetros a jusante das mesmas, a instalação de rotâmetros após as válvulas poderia ser uma forma económica, rápida e direta de poder ajustar os caudais entre os condensadores.

III.2.4 – Estudo da distribuição de água pelas linhas

Apresentado anteriormente (ver Figura 15, pág. 31), o circuito de arrefecimento é composto por duas linhas de água independentes, cada uma alimentada por uma bomba centrífuga. Por análise dos caudais das diferentes linhas, é possível observar que uma das bombas está a funcionar com um débito bastante reduzido em comparação à outra. Assim, estudou-se a possibilidade de uma redistribuição de caudais entre as bombas. A instalação compreende 6 permutadores, distribuídos por 2 níveis diferentes. O primeiro nível, situado no topo do ebulidor 1 e 2, compreende os condensadores C1, C2, C3, C4 e CV1, e o segundo nível compreende apenas o condensador CF, situado no topo da coluna de fracionamento.

Uma análise aos caudais mostra que a água distribuída ao nível 1 é semelhante à distribuída ao nível 2, no entanto, a bomba B1 apenas distribui $16 \text{ m}^3/\text{h}$, totalmente ao nível 1, enquanto a bomba 2 debita $60 \text{ m}^3/\text{h}$ distribuídos por ambos os níveis, sendo que cerca de $40 \text{ m}^3/\text{h}$ são para o nível 2.

Tabela 8- Estudo da distribuição de água pelos níveis e pelas linhas de arrefecimento

Água nível 1 (m^3/h)	Água nível 2 (m^3/h)
37,15	39,68
Bombas	
B1 (m^3/h)	B2 (m^3/h)
16,86	60,48

Observando uma distribuição semelhante em ambos os níveis, uma solução possível para o circuito de água passa pela reconfiguração das linhas de arrefecimento. Nesse sentido, por forma a haver margem para aumentar o caudal e melhorar a performance do processo, deve alocar-se uma bomba para cada nível, ou seja, ter uma bomba apenas dedicada a alimentar os permutadores do nível 1 e outra bomba a alimentar apenas os permutadores do nível 2.

A diferença entre os valores totais de água nos níveis e por bombas deve-se à propagação de erros. No caso das bombas, foram feitas duas medições: uma à saída da bomba B1 e outra à saída da bomba B2. No caso dos níveis de água foram feitas 6 medições: uma à entrada de cada condensador. Cada medição tem um erro associado e como tal as diferenças de valores apenas se devem à propagação desses erros.

III.3 – Análise à linha de descarga

Mencionado anteriormente, um dos sintomas encontrados na linha de refrigeração consistia na necessidade de ter as válvulas estranguladas à saída dos condensadores para garantir a condensação (ver Figura 18). Este estrangulamento foi justificado pelos operadores argumentando que se as válvulas estivessem totalmente abertas não haveria condensação.



Figura 18- Válvulas estranguladas à saída de diversos permutadores de calor

III.3.1 – Estudo do efeito sifão

Uma explicação proposta pelos operadores para a falta de condensação foi a da existência de vácuo na linha de descarga causada por um efeito sifão, fazendo com que a água dos permutadores fosse removida rapidamente, não havendo tempo para a transferência de calor no permutador. Sabendo que ainda o estrangulamento das válvulas implica um aumento do tempo de residência (pela diminuição da velocidade da água dentro do permutador), e como tal uma diminuição da eficiência dos permutadores, foi necessária uma análise à linha de descarga para perceber qual o motivo deste sintoma.

Uma forma de determinar a existência de vácuo pode ser feita através da utilização da equação de Bernoulli, partindo das condições junto à torre de refrigeração, e calculando as pressões até aos condensadores. Junto às torres de refrigeração é possível encontrar um manómetro, o qual apresentava uma pressão manométrica de 0 bar, indicando a possibilidade do tubo não se encontrar cheio. Assim, fechou-se a válvula borboleta à entrada da torre de refrigeração para confirmar o correto funcionamento da válvula. Após

o fecho da válvula, observou-se o incremento da pressão no manómetro, e como tal confirmou-se que a tubagem se encontrava apenas parcialmente preenchida. Contudo, uma hora após a experiência, verificou-se que a pressão no manómetro era de novo 0 bar, indicando mais uma vez que a tubagem não se encontrava cheia.

Sabendo que a tubagem não se encontra totalmente preenchida, é possível provar que os condensadores não são afetados por um eventual efeito sifão. No entanto, tal experiência mostrou que há a possibilidade de acumulação de ar nos pontos mais altos do sistema, ar esse que pode prejudicar o funcionamento dos condensadores. Para evitar essa acumulação de ar nos pontos altos do sistema, é recomendável a instalação de válvulas de purga para o ar, junto dos pontos prováveis de acumulação.

Utilizando as heurísticas propostas por Durand e Marquez-Lucero, é possível estudar se a tubagem horizontal está corretamente dimensionada para o caudal de água existente. Nesta regra, sabendo o caudal de água (gpm) e o diâmetro da tubagem (in), sabemos que a tubagem horizontal se encontra cheia quando se cumpre a condição $\frac{Q}{d^{2,5}} > 10,2$.

Sabendo que o caudal máximo do sistema é dado pelo máximo das bombas, utilizamos como caso limite máximo de $120 \text{ m}^3/\text{h}$. Sendo DN250 as dimensões da tubagem, como apresentado na Tabela 9, podemos então calcular qual a razão entre o caudal e o diâmetro, apresentado abaixo.

Tabela 9 - Estudo do diâmetro da tubagem

$Q \text{ (m}^3/\text{h)}$	$Q \text{ (gpm)}$	DN	$d \text{ (in)}$	$\frac{Q}{d^{2,5}}$
120	528,36	250	10	1,67
120	528,36	125	5	9,45
120	528,36	100	4	16,51

Por análise à Tabela 9, é possível observar que o caudal máximo do sistema não é suficiente para encher por completo a tubagem junto das torres de refrigeração, e como tal nenhum caudal com o qual se opere nas instalações vai ser suficiente, pelo que apenas uma tubagem DN100 garantiria essa condição. Adicionalmente, foram ainda estudados os diâmetros que satisfaziam a condição de enchimento da tubagem.

É possível, portanto, observar que apenas para a tubagens inferiores a DN100 os caudais mínimos são próximos dos praticados.

Tabela 10- Estudo do caudal mínimo de enchimento das tubagens

$Q \text{ (m}^3/\text{h)}$	$Q \text{ (gpm)}$	DN	$d \text{ (in)}$	$\frac{Q}{d^{2,5}}$
732,6	3225,5	250	10	10,2
129,5	570,2	125	5	10,2
74,1	326,4	100	4	10,2
36,1	159,0	80	3	10,2
13,1	57,7	50	2	10,2

Por análise aos caudais nas diversas tubagens, é possível observar que em nenhuma das tubagens de retorno se verifica um total enchimento das mesmas, visto que nenhuma das tubagens apresenta caudais superiores aos mínimos, apresentados na Tabela 10.

III.3.2 – Condições de entrada das torres de arrefecimento

As torres de arrefecimento da EGEO Solventes dispõem de dispersores de líquido no topo do enchimento, por forma a dividir a água em pequenas gotículas aumentando assim a área de contacto com o ar, otimizando o seu arrefecimento.

Pelas especificações das torres, tal como indicado pelo manual distribuído pelo fornecedor, para que haja uma correta dispersão da água é necessária uma pressão à entrada da torre de 1,5 a 4 m_{ca} , aproximadamente entre 1,4 bar e 3,9 bar.

Tendo em conta o valor medido no manómetro à entrada das torres, é possível verificar que tal condição não é cumprida, pelo que o ΔT da torre é afetado, e como tal a sua eficiência.

Para ter um correto funcionamento das torres é necessário garantir a pressurização à entrada das mesmas. A solução passa pela instalação de um tanque de retenção e posterior pressurização com recurso a uma bomba, antes das torres. Outra solução pode passar pela reestruturação da linha de retorno por forma a garantir que a tubagem se encontre cheia e conseqüentemente crie a pressão pretendida.

Capítulo IV – Otimização do circuito de água

Para a otimização do circuito de água foram efetuados dois tipos de estudo, efetuados de forma sequencial. O primeiro tipo de estudo consiste na redistribuição da água e ajuste de caudais e respetiva otimização. O segundo tipo de estudo já implica integração energética, otimizando os as propostas anteriormente estudadas.

IV.1 – Proposta de reformulação das linhas de água.

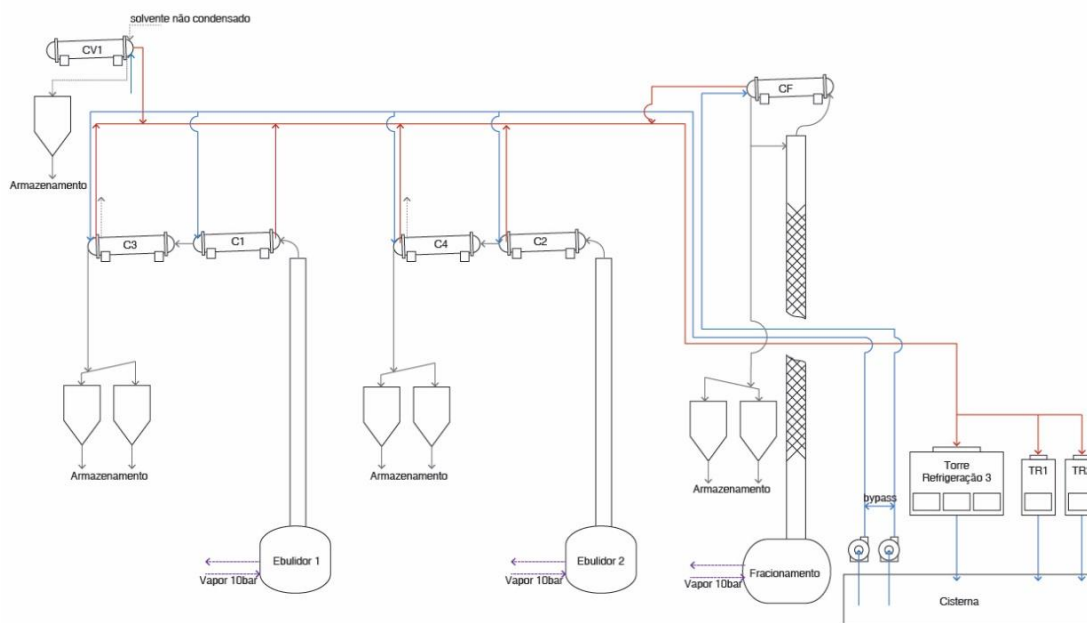


Figura 19- Esquema da reformulação proposta, mostrando uma bomba dedicada à alimentação do CF e uma bomba dedicada aos restantes condensadores (ver Anexo H, Figura 38 para melhor leitura).

Por análise à distribuição da água na linha 1, e atendendo às conclusões apresentadas nos pontos III.2.3 e III.2.4, concluiu-se que o sistema não se encontrava a admitir o valor esperado pelas bombas. Assim, efetuou-se um estudo para a situação em que as bombas estariam no seu funcionamento normal, sem as restrições a que o mau funcionamento as sujeita. Desta forma, definiram-se condições de operação onde os caudais a circular seriam os esperados (sem problemas nas bombas, sem válvulas estragadas), bem como a aplicação da hipótese de uma linha dedicada ao CF (nível 2) a alimentar 60 m³/h e outra linha a alimentar os restantes condensadores (nível 1) a debitar cerca de 50 m³/h. Com este incremento, considerou-se para o estudo que os condensadores C3 e C4 continuariam a receber o mesmo caudal de água, e que os

condensadores C1 e C2 teriam um aumento de caudal, sendo que a fração de caudal destes continuaria inalterada, ou seja, sem alterações à distribuição da mesma. A decisão dos condensadores C1 e C2 receberem mais caudal é justificada pelo fato de serem os primeiros condensadores de cada coluna. Os resultados detalhados são encontrados no Anexo F e o sumário destes é apresentado na Tabela 11.

Tabela 11- Resultados da simulação em Aspen Plus ® com a alteração ao processo descrita em IV.1

Solvente	Ecosolve 01		SOLVENTE	ÁGUA
C1	IN	$\dot{m} \text{ (kg/h)}$	1080,0	6410,6
		$T \text{ (}^{\circ}\text{C)}$	91,5	22,7
	OUT	$T \text{ (}^{\circ}\text{C)}$	39,2	40,2
C3	IN	$\dot{m} \text{ (kg/h)}$	1080,0	12326,4
		$T \text{ (}^{\circ}\text{C)}$	39,2	22,7
	OUT	$T \text{ (}^{\circ}\text{C)}$	22,9	23,3
Solvente	Ecosolve 01		SOLVENTE	AGUA
C2	IN	$\dot{m} \text{ (kg/h)}$	840,0	20718,0
		$T \text{ (}^{\circ}\text{C)}$	91,0	22,7
	OUT	$T \text{ (}^{\circ}\text{C)}$	24,8	27,1
C4	IN	$\dot{m} \text{ (kg/h)}$	840,0	9368,5
		$T \text{ (}^{\circ}\text{C)}$	24,8	22,7
	OUT	$T \text{ (}^{\circ}\text{C)}$	22,7	22,8
Solvente	METANOL		SOLVENTE	AGUA
CF	IN	$\dot{m} \text{ (kg/h)}$	630,0	59926
		$T \text{ (}^{\circ}\text{C)}$	63,5	20,0
	OUT	$T \text{ (}^{\circ}\text{C)}$	23,9	23,1
TORRES ARREFECIMENTO				
$T_{in} \text{ (}^{\circ}\text{C)}$	24,9	$\dot{m} \text{ (kg/h)}$	108749,6	

As alterações efetuadas neste estudo prendem-se a um aumento do caudal de água na linha 1, uma vez que ao se estudar os caudais se observou que a possibilidade de aumentar o caudal tendo em conta as condições de operação. Assim, considerando um incremento de cerca de 10 m³/h é possível observar uma melhoria do processo, uma vez que as temperaturas da água à saída dos condensadores é inferior ao caso inicial, bem como a temperatura do solvente à saída do Condensador 1, que sofre uma diminuição de temperatura de 8 °C.

IV.2 – Redistribuição dos caudais pelos condensadores.

Considerando que os resultados obtidos na simulação anterior representam uma melhoria ao sistema, estudou-se também a otimização do processo através da redistribuição dos caudais pelos diversos condensadores. Uma vez que o condensador 1

é de apenas uma passagem e o condensador 2 é de duas passagens, considerou-se que o condensador 1 necessitaria de receber mais água que o 2. Desta forma, diminui-se o caudal de alimentação do condensador 2, aumentando assim o caudal de alimentação do condensador 1. Os resultados da simulação podem ser observados na Tabela 12.

Os resultados obtidos, mais uma vez mostram uma melhoria face aos resultados anteriores. No condensador 1, onde vemos as maiores melhorias, observamos um decréscimo da temperatura de saída do solvente, 8 °C abaixo do resultado obtido na simulação anterior, menos 15 °C que o caso inicial. Também a água de arrefecimento se encontra a temperaturas inferiores, menos 10 °C que na simulação anterior, e quase 20 °C abaixo do valor inicial. Embora estes resultados representem uma melhoria significativa do processo, uma vez que as modificações passam por uma alteração das linhas de processo, bem como dos consumos das bombas, é necessário ter em conta os custos associados bem como o retorno do investimento, no caso de se efetuarem estas alterações na instalação atual.

Tabela 12- Resultados da simulação para as alterações ao processo descritas em IV.2

Solvente	Ecosolve 01		SOLVENTE	ÁGUA
C1	IN	$\dot{m} \text{ (kg/h)}$	1080,0	14455,0
		$T \text{ (}^{\circ}\text{C)}$	91,5	22,7
	OUT	$T \text{ (}^{\circ}\text{C)}$	31,4	30,7
C3	IN	$\dot{m} \text{ (kg/h)}$	1080,0	12326,4
		$T \text{ (}^{\circ}\text{C)}$	31,4	22,7
	OUT	$T \text{ (}^{\circ}\text{C)}$	22,8	23,0
Solvente	Ecosolve 01		SOLVENTE	AGUA
C2	IN	$\dot{m} \text{ (kg/h)}$	840,0	12673,7
		$T \text{ (}^{\circ}\text{C)}$	91,0	22,7
	OUT	$T \text{ (}^{\circ}\text{C)}$	26,7	29,9
C4	IN	$\dot{m} \text{ (kg/h)}$	840,0	9368,5
		$T \text{ (}^{\circ}\text{C)}$	26,7	22,7
	OUT	$T \text{ (}^{\circ}\text{C)}$	22,8	22,8
Solvente	METANOL		SOLVENTE	AGUA
CF	IN	$\dot{m} \text{ (kg/h)}$	630,0	59926,0
		$T \text{ (}^{\circ}\text{C)}$	63,5	20,0
	OUT	$T \text{ (}^{\circ}\text{C)}$	22,8	23,1
TORRES ARREFECIMENTO				
$T_{in} \text{ (}^{\circ}\text{C)}$	24,9	$\dot{m} \text{ (kg/h)}$	108749,6	

Tabela 13- Resultados da análise aos custos de operação das bombas

	BOMBA 1	BOMBA 2	Total
$P_{motor} (kW/h)$	11,29	20,189	31,479
€ energia (€/kW)	0,1	0,1	---
Custo (€/ano)	6774	12113,4	18887,4
2 bombas – 100%			
$P_{motor} (kW/h)$	18	18	36
Custo (€/ano)	10800	10800	21600
Diferença (€/ano)	4026	-1313,4	2712,6

Como é possível observar nos resultados apresentados na Tabela 13, uma vez que ambas as bombas se encontram em pleno funcionamento, o consumo aumenta. Este aumento deve-se ao facto da bomba 1, uma vez que não está sobre o efeito do variador de frequência, consome mais energia. Por outro lado, é possível observar que a bomba 2 vê o seu consumo a ser reduzido, resolução da cavitação a que esta é sujeita. No entanto, esta poupança na bomba 2 não é suficiente para contrabalançar o aumento do consumo na bomba 1, pelo que são necessárias condições adicionais para que esta modificação seja viável.

Considerando agora que a temperatura da água à entrada das torres de arrefecimento é inferior, abre-se a possibilidade de funcionar apenas com as torres de arrefecimento mais pequenas, TR1 e TR2. Uma vez que os ventiladores das torres TR1 e TR2 consomem menos que a TR3, é possível observar uma poupança nos consumos associados, resultado esse apresentado na Tabela 14.

Sabendo que o funcionamento com as torres de arrefecimento TR1 e TR2 corresponde a uma poupança de 6300 €/ano, é então possível poupar 3587,4 €/ano, se combinarmos as alterações ao circuito de água e a utilização das torres de arrefecimento TR1 e TR2.

Tabela 14- Resultado da análise aos custos de operação das torres de arrefecimento

	TR1 (TLA-114)	TR2 (TLA-114)	TR3 (TA-460)	
Capacidade de Arrefecimento (kW)	476	476	3779	
$P_{ventilador}$	4	4	18,5	
Custo (€/ano)	2400	2400	11100	Diferença
Custo Total (€/ano)		4800	11100	-6300

No entanto, por análise às temperaturas à entrada e saída dos condensadores, é possível observar que os segundos condensadores de cada linha não têm grande impacto no arrefecimento do solvente, sendo este em grande parte arrefecido nos primeiros condensadores.

IV.3 – Reformulação das linhas de água com integração energética

Considerando o desempenho dos condensadores C3 e C4, realizou-se um estudo com integração energética. Tendo em conta que as diferenças de temperatura da água de arrefecimento, à entrada e saída do condensador C3 e C4, são reduzidas, optou-se por reformular a linha de tal forma que a água que sai dos condensadores C3 e C4 seja a água que alimenta os condensadores C1 e C2 respetivamente. Dessa forma, é possível reduzir o número divisões da água, o que reduz os problemas relacionados com caminhos preferenciais. Esta configuração foi definida dada a proximidade dos permutadores, que permite uma redução nos custos de instalação de novas tubagens

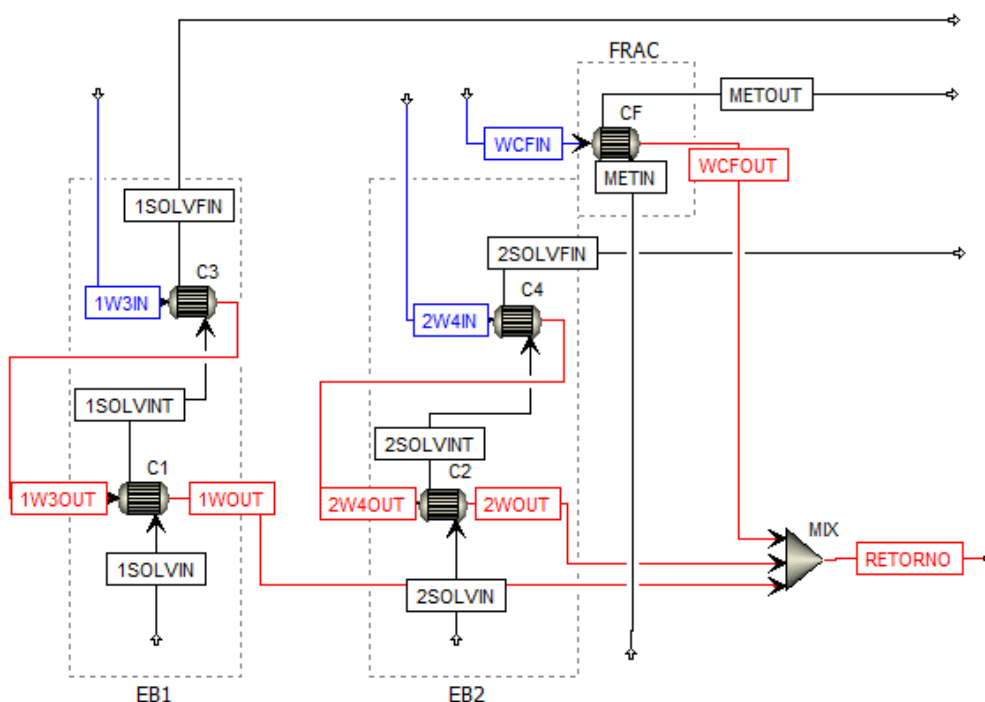


Figura 20- Diagrama do processo utilizado para as simulações em Aspen Plus ® com integração energética

Para esta simulação, considerou-se que uma das linhas de água corresponde à alimentação do condensador da coluna de fracionamento e a outra linha alimentaria os

condensadores C3/C1 e C4/C2. Adicionalmente, considerou-se que a bomba B2 alimentaria a linha do condensador CF e teria um funcionamento normal, debitando os seus 60m³/h. Das medições aos caudais debitados pela bomba B1 observou-se um débito de 30 m³/h, uma vez que esta bomba tem equipado um variador de frequência. A variação da frequência altera a velocidade de rotação do rotor, afetando assim o caudal debitado. Assim, para efeitos de simulação, este caudal foi o valor considerado.

Tabela 15- Resultados da simulação obtidos para a reformulação com integração energética descrita em IV.3

Solvente	Ecosolve 01		SOLVENTE	ÁGUA
C1	IN	\dot{m} (kg/h)	1080,0	14942,6
		T (°C)	91,5	23,0
	OUT	T (°C)	31,8	30,9
C3	IN	\dot{m} (kg/h)	1080,0	14942,6
		T (°C)	31,8	22,7
	OUT	T (°C)	22,8	23,0
Solvente	Ecosolve 01		SOLVENTE	AGUA
C2	IN	\dot{m} (kg/h)	840,0	14942,6
		T (°C)	91,0	22,8
	OUT	T (°C)	22,7	29,1
C4	IN	\dot{m} (kg/h)	840,0	14942,6
		T (°C)	22,7	22,7
	OUT	T (°C)	22,7	22,8
Solvente	METANOL		SOLVENTE	AGUA
CF	IN	\dot{m} (kg/h)	630,0	59926,0
		T (°C)	63,5	20,0
	OUT	T (°C)	22,8	23,1
TORRES ARREFECIMENTO				
T_{in} (°C)	25,4	\dot{m} (kg/h)	89811,2	

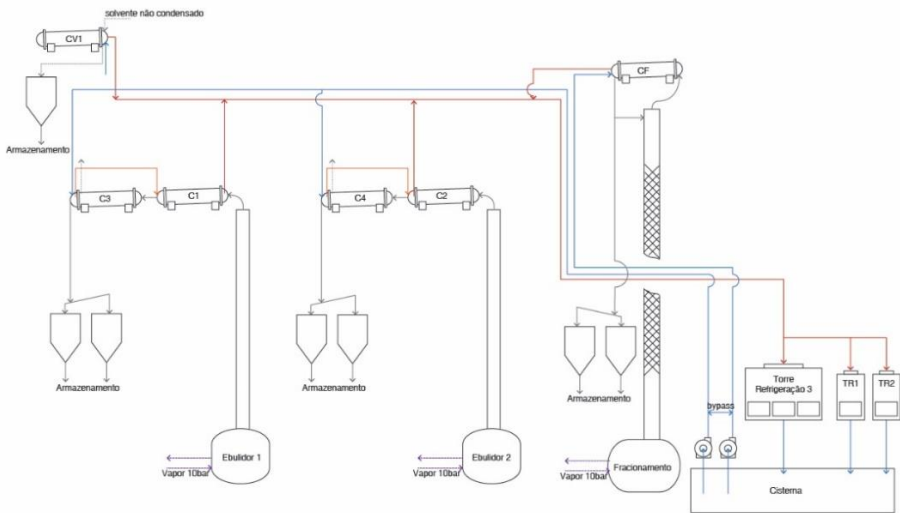


Figura 21- Esquema do processo com reformulação da linha e integração energética. (ver em detalhe no Anexo H, Figura 39)

Por análise aos resultados obtidos na Tabela 15, é possível observar que esta configuração é viável, apresentando resultados semelhantes à simulação otimizada sem integração energética.

Na tabela 16 é apresentado um sumário dos resultados com e sem integração energética.

É possível observar que a integração energética dá resultados semelhantes aos anteriores. Tendo em conta que a integração energética sugerida tem um caudal de água de arrefecimento inferior ao simulado anteriormente em IV.1 e IV.2, conclui-se a existência de melhorias no processo.

Outra vantagem da reformulação das linhas deve-se ao fato da otimização da distribuição de água. Desta feita, é possível mitigar o efeito da divisão do caudal de água pelos condensadores, uma vez que se elimina a divisão da corrente entre 5 condensadores (C1, C2, C3, C4 e CV) passando apenas a fazer a divisão entre 3, dos quais apenas 2 são de maior impacto (C1/C3, C2/C4 e CV). Para além disso, caso os condensadores C1 ou C2 (primeiros de cada linha) sejam suficientes para a total condensação e arrefecimento, a passagem do solvente e da água pelos segundos condensadores em nada prejudica o processo.

Atendendo a que uma das linhas funciona com um variador de frequência, os custos associados são inferiores.

Tabela 16- Comparativo das temperaturas do solvente e da água à entrada das torres de arrefecimento

$T_{\text{solv,final}}$	Sem Integração (°C)	Com Integração (°C)
Ebulidor 1	22,8	22,8
Ebulidor 2	22,8	22,7
Fracionamento	22,8	22,8
$T_{\text{agua,Trin}}$	24,9	25,4

Tabela 17 - Estudo dos custos de operação com integração energética

	BOMBA1	BOMBA 2	Total
Sem integração energética			
Q_v (m ³ /h)	50,0	60,0	110,0
P (kW/h)	18	18	36
€ energia (€/kW)	0,1	0,1	
Custo (€/ano)	10800	10800	21600
Com integração energética			
Q_v (m ³ /h)	30,0	60,0	90,0
P (kW/h)	11,29	18	29,29
Custo (€/ano)	6774	10800	17574
Diferença (€/ano)	-4026	0	-4026

Analisando os resultados apresentados na Tabela 17, confirma-se que a proposta de integração energética permite uma redução do consumo energético. Adicionalmente, se se considerar a substituição da torre de arrefecimento TR3 pelas torres de arrefecimento TR1 e TR2, que corresponde a uma poupança de 6300€ tal como observado pela Tabela 14, é possível reduzir custos até 10326 €/ano.

Por comparação das temperaturas de saída do solvente e da água de arrefecimento, é possível observar que para o condensador CF a água de arrefecimento está em excesso, uma vez que o incremento na temperatura da água de arrefecimento é reduzido. Assim, é ainda possível uma redução no caudal de água alimentada ao condensador CF, por meio de um variador de frequência, potenciando ainda mais a redução de custos. Assumindo que ambas as bombas trabalhariam com variador de frequência, a debitar $30 \text{ m}^3/\text{h}$, a alteração em relação à simulação anterior é apenas no caudal de alimentação do condensador CF.

Observando os resultados da simulação apresentados na Tabela 17, conclui-se que com a redução do caudal de água é possível reduzir ainda mais os custos de operação. No entanto, os resultados apresentados na Tabela 18 começam a aproximar-se dos limites, uma vez que um arrefecimento menor do solvente aumenta o risco de uma condensação parcial. Para além disso, comparando os $28,0 \text{ }^\circ\text{C}$ à entrada das torres de arrefecimento com temperatura inicial da água, $22,7 \text{ }^\circ\text{C}$, denotamos um desvio já considerável pelo que é necessário ter em conta a capacidade de arrefecimento das torres.

Nestas condições otimizadas, observamos uma redução de custos de 4026 €/ano em relação ao resultado inicial da integração energética, menos 8056 €/ano que os custos do caso base. Se nestas condições for ainda possível trabalhar com as torres TR1 e TR2, a redução total de custos passa então para 14352 €/ano (ver Tabela 19). Na Tabela 19 e Figura 22 é possível observar o comparativo dos custos de operação associados às bombas do circuito de arrefecimento, onde se pode observar a diminuição dos custos consoante a alteração proposta.

Tabela 18- Resultado da otimização da integração energética para a coluna de fracionamento e para a água à entrada das torres de arrefecimento.

Solvente	EcoMet (Metanol)		SOLVENTE	AGUA
CF	IN	$\dot{m} \text{ (kg/h)}$	630,0	29963,0
		T	63,5	20,0
	OUT	T	25,1	26,1
TORRES ARREFECIMENTO				
$T_{in} \text{ (}^\circ\text{C)}$	59848,2	$\dot{m} \text{ (kg/h)}$	28,0	

Tabela 19- Custos de operação associados às bombas do circuito de refrigeração para os vários cenários apresentados

	Custos (€/ano)	Poupança (€/ano)	% Poupança
Operação normal	18887,4	0	0
2 bombas 100%	21600,0	-2712,6	-14,36
2 bombas 100% + Troca de TR3 para TR1+TR2	15300,0	3587,4	18,99
2 bombas 50% + Integração energética	13548,0	5339,4	28,27
2 bombas 50% + Integração energética + Troca TR3 para TR1+TR2	7248,0	11639,4	61,63
1 bomba 100% + integração energética	10800,0	8087,4	42,82
1 bomba 100% + integração energética + Troca TR3 para TR1+TR2	4500,0	14387,4	76,17

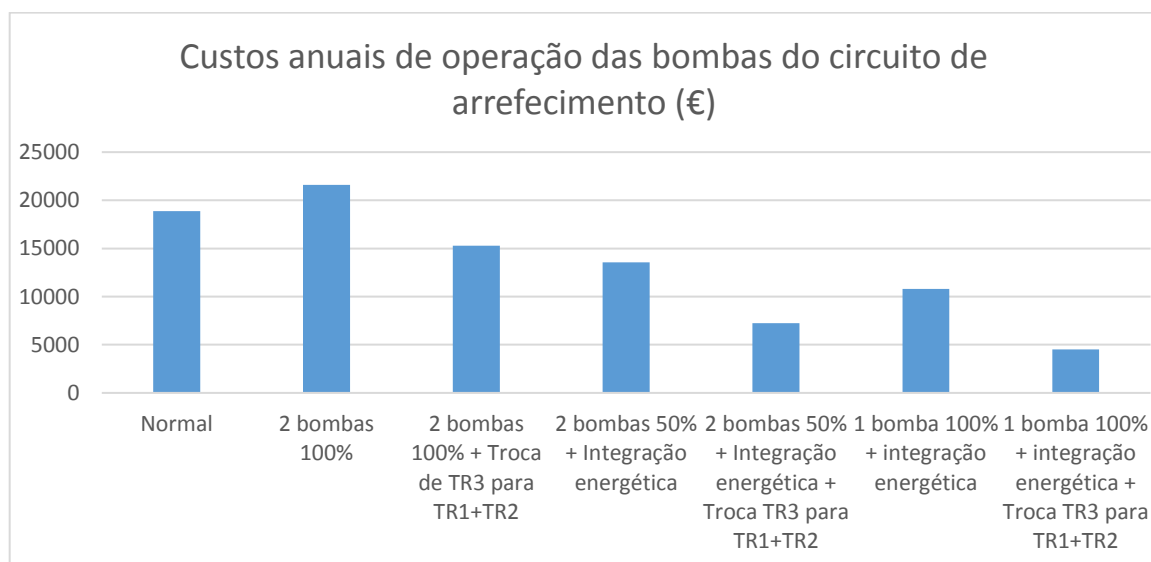


Figura 22- Custos de operação associados às bombas do circuito de refrigeração para os vários cenários apresentados

Tabela 20- Retorno do investimento na alteração da tubagem [14]

Preço m_{linear} (€)	m de tubagem a alterar
100	30
Total tubagem (€)	Variador de Frequência (€)
3000	2000
Margem de derrapagem	Total Investimento (€)
0,3	6500
Retorno	
Poupança anual (€)	Payback (anos)
14387,4	0,45

O esquema da proposta de alteração pode ser encontrado na forma isométrica no Anexo A, Figura 25.

Assumindo que o metro linear (m_{linear}) de tubagem, com mão-de-obra e acidentes (cotovelos, flanges, etc...) incluídos, é de 100€ por metro linear e que é necessária a alteração de 30 m de tubagem, somamos um total de 3000€ gastos em tubagem. Sabendo que é necessária a compra de um variador de frequência para a bomba B2, e que este custa cerca de 2000€, o total de investimento de 5000€. Considerando a possibilidade de desvios a estes valores, e considerando uma margem para derrapagem de 30%, o total a investir nas alterações é de 6500€.

Uma vez que com as novas condições é possível trabalhar com as torres TR1 e TR2, e que ambas as bombas trabalham com variador de frequência, os gastos associados à refrigeração são reduzidos em 14387 €/ano, tal como referido anteriormente. Assim, é possível um payback em 0,45 anos, mostrando ser uma alteração viável uma vez que o investimento fica pago no primeiro ano.

Capítulo V – Conclusões e recomendações

O objeto de estudo desta dissertação focou-se no diagnóstico e otimização do circuito de refrigeração de uma unidade de recuperação de solventes.

Concluído o estudo da unidade, considera-se que os objetivos principais do trabalho foram cumpridos. Foi efetuado um estudo global ao sistema de arrefecimento, recorrendo a balanços mássicos e energéticos, e identificadas as causas dos problemas relacionados com a fraca condensação do solvente. Para este estudo foi necessário um levantamento de todas as dimensões das tubagens, números de acidentes e recolhidos todos os dados que permitissem efetuar os cálculos pretendidos. Para além disso, foram ainda realizados estudos de otimização ao processo e formadas propostas de melhoria. Através dos balanços mássicos e energéticos, e com recurso ao simulador de processos Aspen Plus®, foi possível simular e estudar o comportamento do sistema por forma a chegar a resultados concretos, diagnosticar o sistema e propor melhorias.

Desta análise, concluiu-se que os problemas relacionados com a fraca condensação se prendem essencialmente a uma incorreta distribuição da água de arrefecimento, e em alguns casos, de um caudal insuficiente. Deve-se portanto redistribuir a água de arrefecimento, por forma a garantir um arrefecimento eficaz em todos os condensadores.

Recorrendo a uma análise por balanços de energia e massa, foi ainda possível concluir a existência de caminhos preferenciais, resultantes das perdas de carga ao longo das linhas, e que na tentativa de eliminação destes caminhos surgem outros problemas, como é o caso da cavitação das bombas. Sabendo que a cavitação representa constrangimentos ao processo, concluiu-se que uma melhoria do processo apenas seria possível com a eliminação deste problema. Assim, deve-se reformular a linha para que as bombas deixem de funcionar no seu limite bem como para eliminar caminhos preferenciais ou então recorrer-se à utilização de bombas auxiliares que permitam distribuir os caudais entre estas. Adicionalmente, deve reformular-se a linha de descarga por forma a garantir uma pressão suficiente ao bom funcionamento das torres de arrefecimento.

Através de sucessivas simulações, foi possível estudar e propor melhorias, otimizando assim o processo por fim a uma redução no consumo de utilidades e consumo de energia, resultando na redução de custos associados ao consumo energético por parte das bombas centrífugas do circuito de água de arrefecimento até 76%.

Com a otimização do processo, aliado às mudanças na linha é possível obter melhorias do sistema bem como poupar nos gastos energéticos associados.

Por fim, considera-se necessário reforçar que a realização da tese em ambiente empresarial serviu de ponte entre a indústria e a vertente académica, permitindo uma aprendizagem sobre procedimentos e equipamento industrial que de outra forma seriam impossíveis.

Bibliografia

- [1] "EGEO," 21 Junho 2016. [Online]. Available: <http://www.egeo.pt/>.
- [2] EGEO Solventes, "O que fazemos?," em Manual de Acolhimento e Integração, Portugal, 2015, p. 8.
- [3] R. H. Perry, Perry's Chemical Engineers' Handbook, 7th ed., McGraw-Hill, 1999.
- [4] Y. Çengel, Heat Transfer: A Practical Approach, 2nd ed., McGraw-Hill, 2003, pp. 678-699.
- [5] R. K. Sinnott, "Fundamentals of Energy Balances," em Coulson and Richardson's Chemical Engineering - Volume 6: Chemical Engineering Design, vol. 6, 4th, Ed., Oxford, Elsevier, p. 71.
- [6] A. S. Teja, "Simple Method for the Calculation of Heat Capacities of Liquid," J. Chem. Eng. Data, vol. 28, pp. 83-85, 1983.
- [7] B. R. Munson, "Comparison of the Energy Equation with the Bernoulli Equation," em Fundamentals of Fluid Mechanics, 7th, Ed., John Wiley and Sons, Inc., 2013, pp. 243-250.
- [8] N. Ghasem, "Energy and Energy Balances," em Principles of Chemical Engineering Processes, Material and Energy Balances, 2nd ed., New York, CRC Press, 2015, p. 264.
- [9] B. R. Munson, "Viscous Flow in Pipes," em Fundamentals of Fluid Mechanics, 7th ed., John Wiley and Sons, Inc., 2013, pp. 414-466.
- [10] Tubular Exchanger Manufacturers Association, Inc., Standards of The Tubular Exchanger Manufacturers Association, J. Harrisom, Ed., Tarrytown, New York: TEMA, 1999.
- [11] Crane Co., "Flow of Fluids through valves, fittings, and pipe," em Technical Paper No. 410M, London, 1986.
- [12] Inoxpa, S.A., "Curvas Características Hyginox SE," 10 2015. [Online]. Available: <http://www.inoxpa.com/uploads/document/Corbes/SE/01.011.12.0027.pdf>. [Acedido em 05 2016].
- [13] J. O. Wilkes, "Fluid Friction in Pipes," em Fluid Mechanics for Chemical Engineers, New Jersey, Prentice Hall, 1999, pp. 154-158.
- [14] R. Sinnott, "Economic Evaluation of Projects," em Chemical Engineering Design, Burlington, Elsevier, 2009, p. 357.
- [15] S. Peres, Análise do Circuito de Água de Refrigeração de uma Unidade de Regeneração de Solventes, Aveiro: Universidade de Aveiro, 2015.
- [16] B. R. Munson, "Turbomachines," em Fundamentals of Fluid Mechanics, 7th ed., John Wiley and Sons, Inc., 2013, pp. 682-684.
- [17] G. C. Marques, Diagnóstico de funcionamento de uma coluna de enchimento: Análise da instrumentação, simulação e otimização, Aveiro: Universidade de Aveiro, 2015.
- [18] A. Lencastre, Hidráulica Geral, Lisboa: Universidade Nova de Lisboa, 1996.

ANEXOS

Anexo A – Levantamento isométrico das tubagens de água de arrefecimento

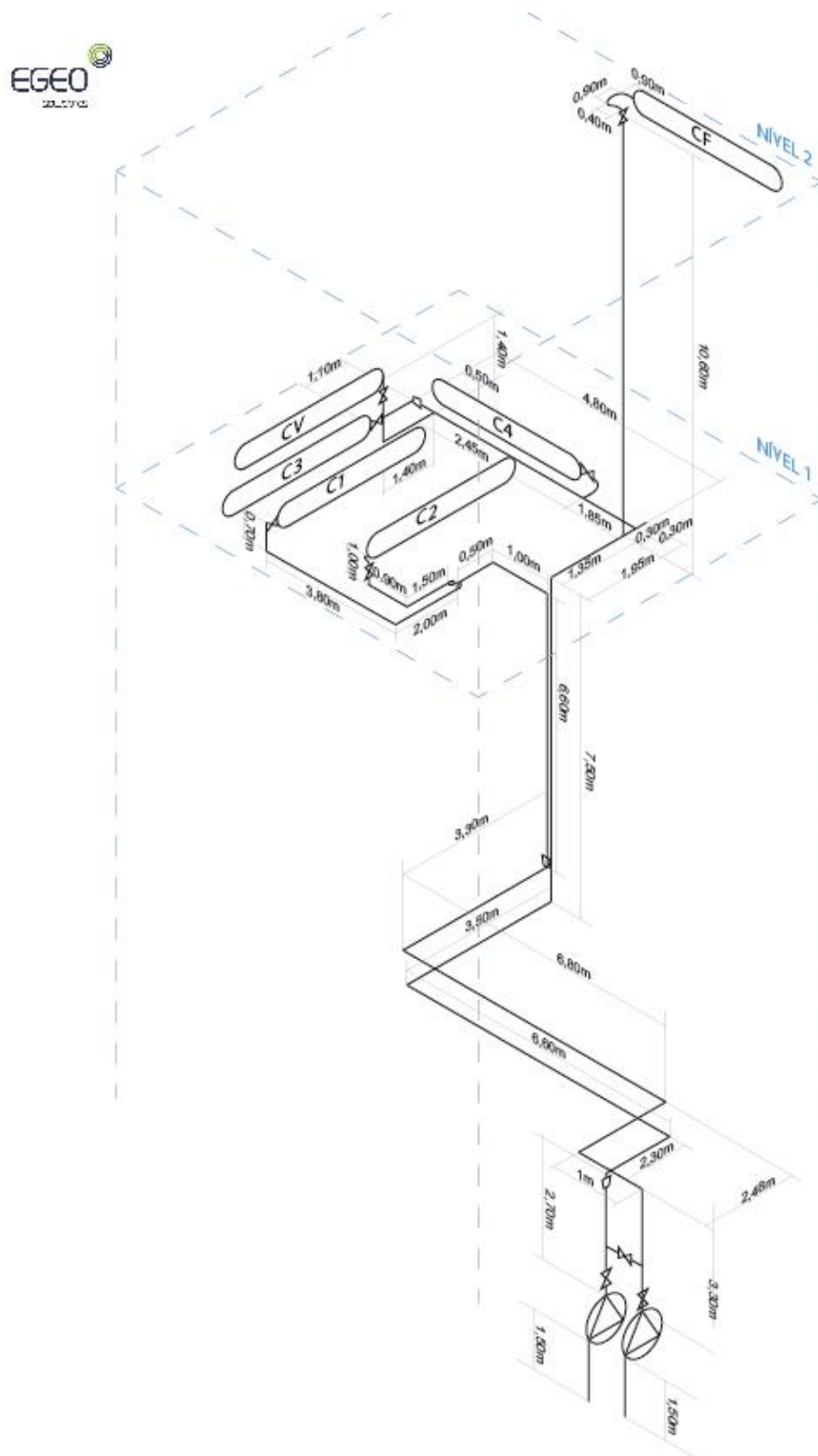


Figura 23- levantamento das linhas de alimentação aos condensadores

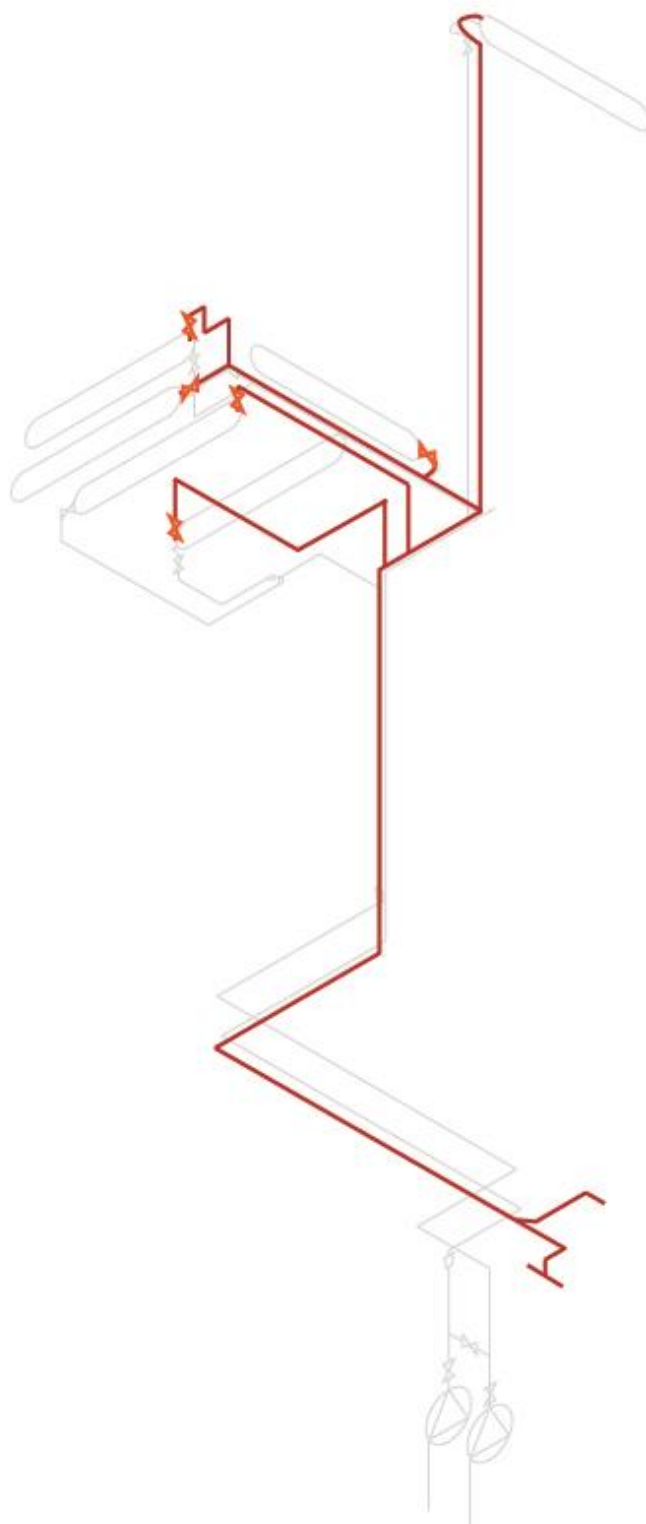


Figura 24- Levantamento isométrico das linhas de refrigeração destacando a linha de retorno

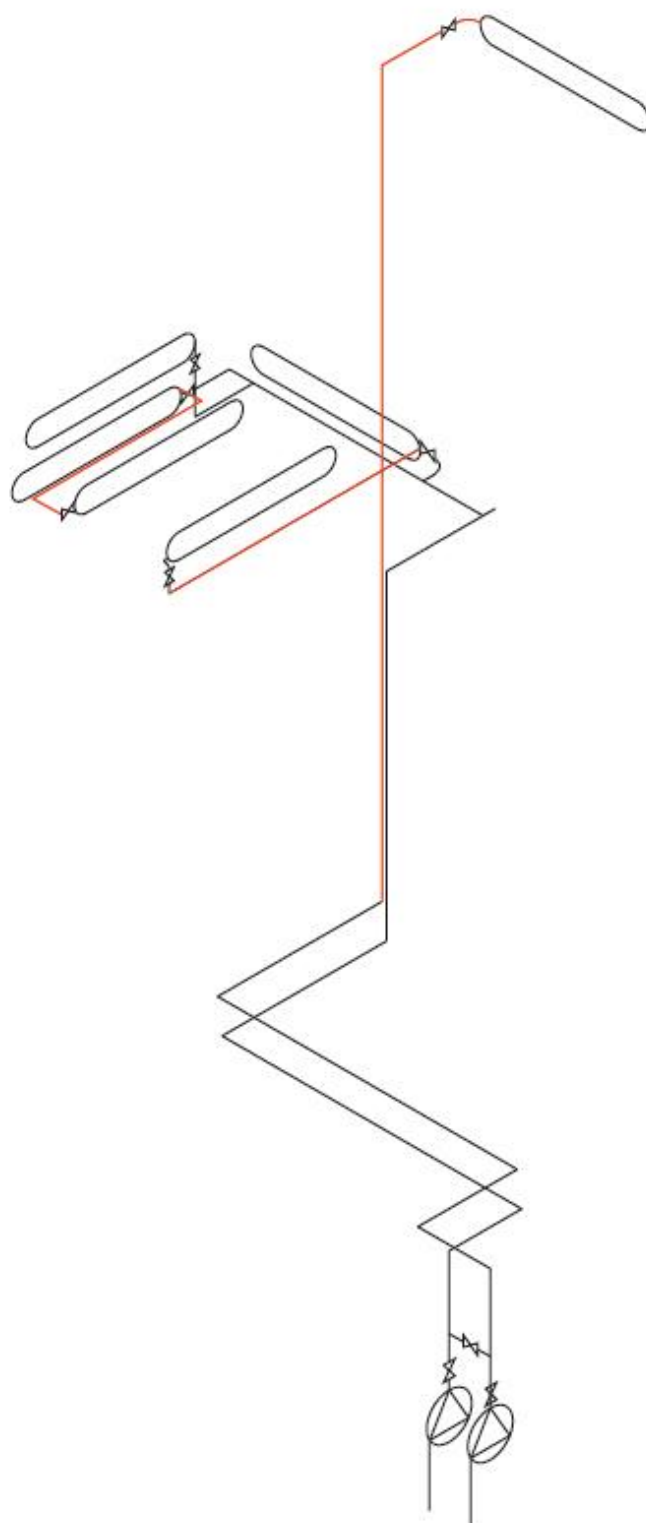


Figura 25- Proposta de reformulação do circuito de arrefecimento, minimizando alterações às tubagens

60



Anexo C – Dados fornecidos no manual das torres de arrefecimento



3 – IDENTIFICAÇÃO DA TORRE DE ARREFECIMENTO / ARREFECEDOR
EVAPORATIVO / CONDENSADOR EVAPORATIVO

▪ MARCA	UNICLIMA
▪ ANO DE CONSTRUÇÃO	2008
▪ MODELO	TA-460 - T
▪ CAPACIDADE:	3.779 KW
- TORRES DE ARREFECIMENTO / ARREFECEDORES EVAPORATIVOS	
- CAUDAL DE ÁGUA	130 m ³ /h
- TEMPERATURA DA ÁGUA À ENTRADA	50°C
- TEMPERATURA DA ÁGUA À SAÍDA	25°C
- TEMPERATURA HÚMIDA DO AR	22°C
- CAPACIDADE DE ARREFECIMENTO	3.779 KW
- CONDENSADORES EVAPORATIVOS	—
- TEMPERATURA DE CONDENSAÇÃO	—
- TEMPERATURA HÚMIDA DO AR	—
- CALOR DISSIPADO	—
- GÁS REFRIGERANTE	—
▪ NÚMERO DE MÓDULOS	1
▪ MOTORES ELÉCTRICOS:	
- QUANTIDADE	1
- POTÊNCIA NOMINAL	18,5 kW
- INTENSIDADE NOMINAL	39,1 Aimp. (400V)
- INTENSIDADE ABSORVIDA	32,8 Aimp.
- CORREIAS	—

3

Figura 27- Especificações da torre de arrefecimento TA-460

8.3 - DISTRIBUIÇÃO DA ÁGUA

O Sistema de Distribuição da Água pode ser inspeccionado em conjunto com o Bloco Evaporativo ou de Serpentina e/ou separado.

A inspecção é feita como segue:

- 1) Desligar os ventiladores.
- 2) Remover parcial ou totalmente os Separadores de Gotas.
- 3) Observar o funcionamento dos pulverizadores de água, mormente no que respeita a obturações e padrão de pulverização. Proceder à eventual limpeza de alguns. O desaperto e aperto dos pulverizadores é feito através dum encaixe numa anilha de borracha de manobra fácil.

A pressão da água necessária para um bom funcionamento dos pulverizadores situa-se entre 1,5 a 4 m.c.a..

Frequência de verificação: anual.



Figura 28- Informação relativa à pressão necessária aos pulverizadores

Anexo D – Características dos condensadores

Tabela 21- Dados utilizados na configuração dos permutadores de calor no Aspen Plus

	C1	C2	C3	C4	CF
Área (m^2)	40	40	40	40	40
Δt_{min} ($^{\circ}C$)	1	1,00E-07	1,00E-07	1,00E-07	1,00E-07
Fluido Quente	Carcaça	Carcaça	Carcaça	Carcaça	Carcaça
Direção do fluxo	Contracorrente	Contracorrente	Contracorrente	Contracorrente	Contracorrente
Perdas de carga	Calculado pela Geometria	Calculado pela Geometria	Calculado pela Geometria	Calculado pela Geometria	Calculado pela Geometria
Cálculo do U	Calculado pela Geometria	Calculado pela Geometria	Calculado pela Geometria	Calculado pela Geometria	Calculado pela Geometria
Coeficiente de Filme	Calculado pela Geometria	Calculado pela Geometria	Calculado pela Geometria	Calculado pela Geometria	Calculado pela Geometria
Fouling lado frio ($s.m^3.K.J^{-1}$)	0,003	0,003	0,003	0,003	0,003
Fouling lado quente ($s.m^3.K.J^{-1}$)	0,004	0,004	0,004	0,004	0,004
	Geometria				
Passagens carcaça	1	1	1	1	1
Passagens tubos	1	2	2	2	2
Orientação do permutador	Horizontal	Horizontal	Horizontal	Horizontal	Horizontal
Sealing Strip pais	1	1	1	1	1
Diâmetro interno carcaça (m)	0,457	0,457	0,457	0,457	0,457
N. de tubos	187	187	187	187	187
Comprimento (m)	3	3	3	3	3
Arranjo	Triangular	Triangular	Triangular	Triangular	Triangular
Pitch	30	30	30	30	30
Material	TP-304 SS	TP-304 SS	TP-304 SS	TP-304 SS	TP-304 SS
Diâmetro externo tubos (m)	0,0025	0,0025	0,0025	0,0025	0,0025
Espessura do tubo (m)	0,0015	0,0015	0,0015	0,0015	0,0015
Chicanas	4	4	4	4	4
Corte	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
Entrada fluido quente (m)	0,4	0,4	0,5	0,5	0,4
Saída fluido quente (m)	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
Entrada fluido frio (m)	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08
Saída fluido frio (m)	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08

Anexo E – Valores utilizados para o cálculo do coeficiente de resistência e respetiva fórmula.

90° PIPE BENDS AND FLANGED OR BUTT-WELDING 90° ELBOWS



r/d	K	r/d	K
1	$20 f_T$	8	$24 f_T$
1.5	$14 f_T$	10	$30 f_T$
2	$12 f_T$	12	$34 f_T$
3	$12 f_T$	14	$38 f_T$
4	$14 f_T$	16	$42 f_T$
6	$17 f_T$	20	$50 f_T$

The resistance coefficient, K_B , for pipe bends other than 90° may be determined as follows:

$$K_B = (n - 1) \left(0.25 \pi f_T \frac{r}{d} + 0.5 K \right) + K$$

n = number of 90° bends

K = resistance coefficient for one 90° bend (per table)

Figura 29- Dados para o cálculo do coeficiente de resistência para cotovelos

FOOT VALVES WITH STRAINER

Poppet Disc

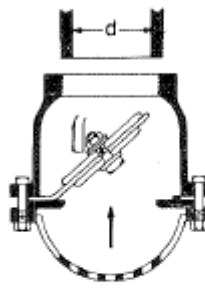


$$K = 420 f_T$$

Minimum pipe velocity
(mps) for full disc lift

$$= 20 \sqrt{V}$$

Hinged Disc



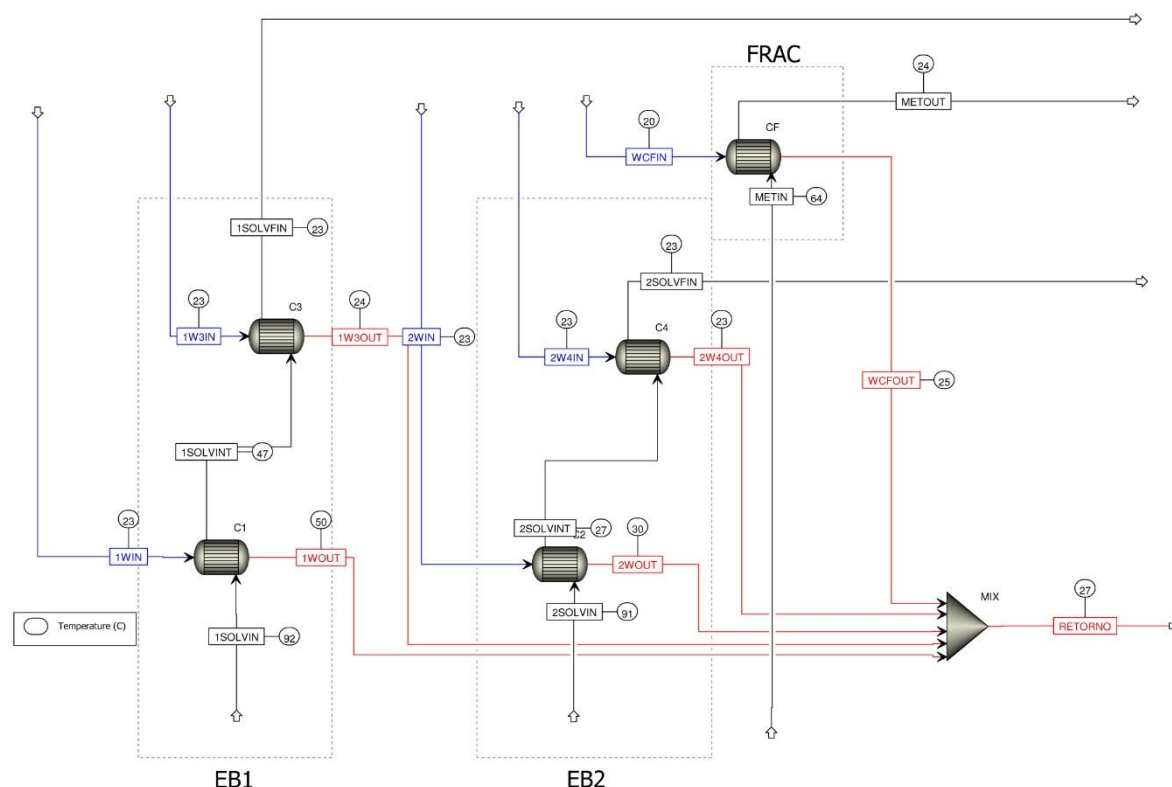
$$K = 75 f_T$$

Minimum pipe velocity
(mps) for full disc lift

$$= 45 \sqrt{V}$$

Figura 30- Dados para o cálculo do coeficiente de resistência para válvulas antirretorno (hinged disc)

Anexo F – Resultados das simulações realizadas no Aspen Plus



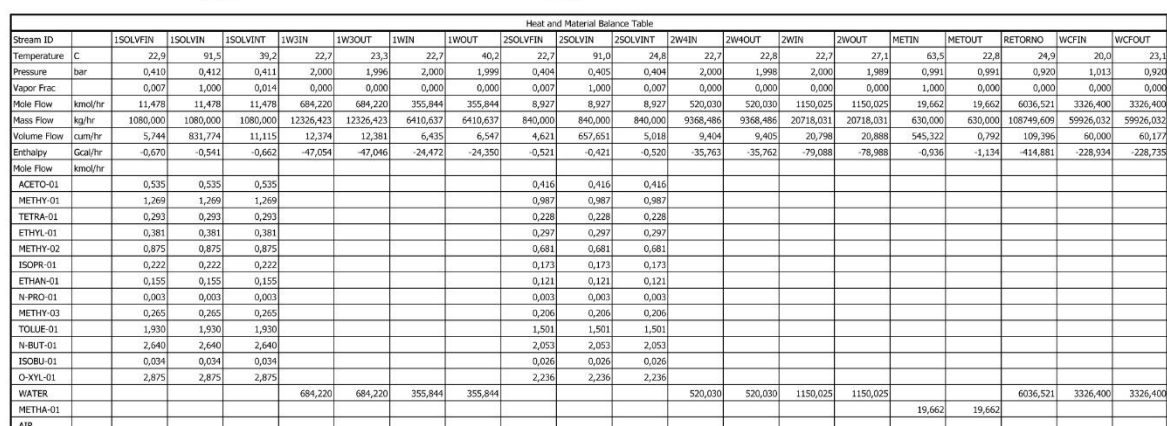
Heat and Material Balance Table																				
Stream ID		ISOLVIN	ISOLVIN	ISOLVINT	1W3IN	1W3OUT	1WIN	1WOUT	2SOLVIN	2SOLVIN	2SOLVINT	2W4IN	2W4OUT	2WIN	2WOUT	METIN	METOUT	RETORNO	WCIN	WCOUT
Temperature	C	23,3	91,5	46,8	22,7	24,1	22,7	49,9	22,8	91,0	26,6	22,7	22,9	22,7	29,8	63,5	23,9	26,8	20,0	24,0
Pressure	bar	0,410	0,412	0,411	2,000	1,998	2,000	2,000	0,404	0,405	0,404	2,000	1,999	2,000	1,996	0,991	0,991	0,972	1,013	0,972
Vapor Frac		0,007	1,000	0,020	0,000	0,000	0,000	0,000	0,007	1,000	0,008	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
Mass Flow	kmol/hr	11,478	11,478	11,478	435,552	435,552	220,735	220,735	8,927	8,927	8,927	331,034	331,034	713,377	713,377	19,662	19,662	3898,833	2198,134	2198,134
Pole Flow	kg/hr	1080,000	1080,000	1080,000	7846,600	7846,600	3976,609	3976,609	849,000	840,000	840,000	5963,673	5963,673	12851,689	12851,689	630,000	630,000	70238,571	39600,000	39600,000
Volume Flow	cum/hr	5,864	831,774	16,088	7,877	7,887	3,992	4,101	4,633	657,651	5,400	5,987	5,988	12,901	12,991	545,322	0,793	70,790	39,649	39,828
Enthalpy	Gcal/hr	-0,670	-0,541	-0,658	-29,953	-29,941	-15,180	-15,063	-0,521	-0,421	-0,520	-22,765	-22,764	-49,059	-48,960	-0,936	-1,134	-267,813	-151,283	-151,085
Pole Flow	kmol/hr																			
ACEFO-01		0,535	0,535	0,535					0,416	0,416	0,416									
METHY-01		0,269	1,269	1,269					0,987	0,987	0,987									
TETRA-01		0,203	0,203	0,203					0,228	0,228	0,228									
ETHYL-01		0,381	0,381	0,381					0,297	0,297	0,297									
METHY-02		0,875	0,875	0,875					0,681	0,681	0,681									
ISOPH-01		0,222	0,222	0,222					0,173	0,173	0,173									
ETHAN-01		0,155	0,155	0,155					0,121	0,121	0,121									
N-PRO-01		0,003	0,003	0,003					0,003	0,003	0,003									
METHY-03		0,265	0,265	0,265					0,206	0,206	0,206									
TOLUE-01		1,930	1,930	1,930					1,501	1,501	1,501									
N-BUT-01		2,640	2,640	2,640					2,053	2,053	2,053									
ISOBUT-01		0,034	0,034	0,034					0,026	0,026	0,026									
O-XYL-01		2,875	2,875	2,875					2,236	2,236	2,236									
WATER					435,552	435,552	220,735	220,735				331,034	331,034	713,377	713,377			3898,833	2198,134	2198,134
METHA-01																19,662	19,662			
AIR																				

Figura 31- Resultado da primeira simulação no Aspen Plus

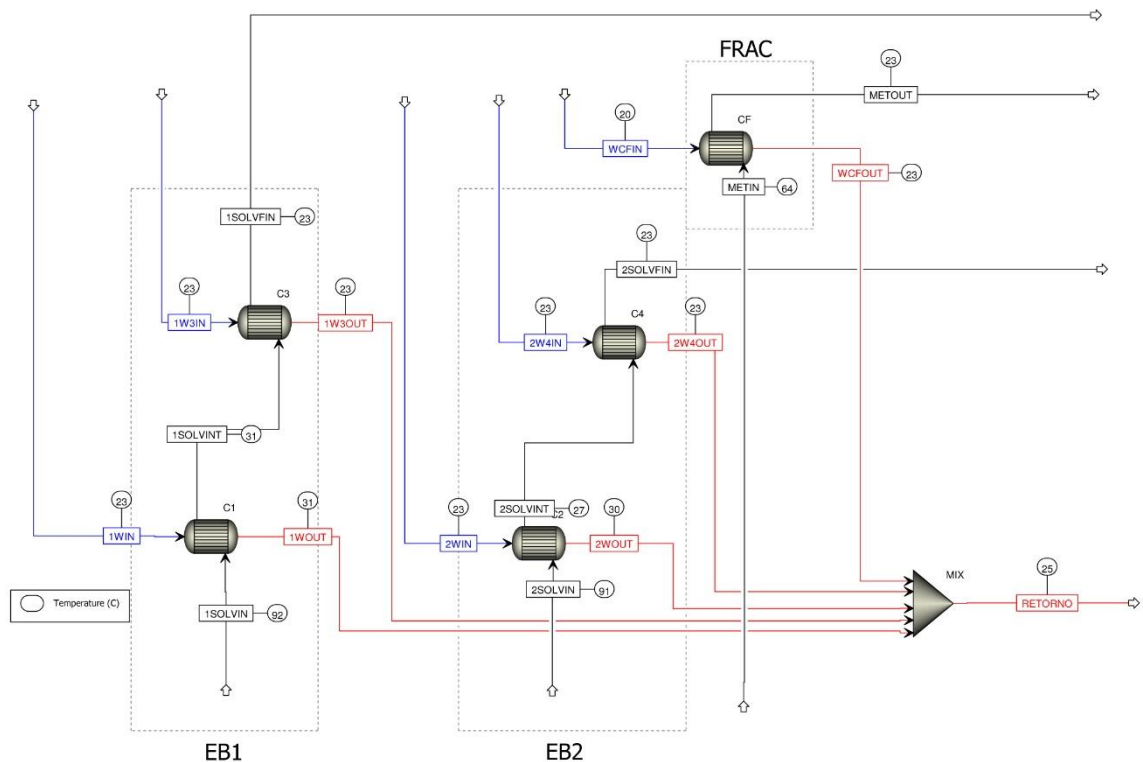
Uma vez que estamos perante um caso onde se verificam mudanças de fase parciais, em misturas multicomponente, a verificação dos cálculos através da aplicação dos balanços e cálculo de propriedades apresentados na Secção II.1 foi dificultada. Para ser possível calcular por esse método é necessário conhecer os diferentes pontos de condensação e ebulição ao longo do condensador, bem como as composições e perdas de carga nesses pontos. Dessa forma e considerando que o tempo despendido nesse cálculo seria muito elevado, os cálculos para o balanço de energia foram efetuados com recurso ao simulador Aspen Plus®.

Os permutadores de calor foram simulados considerando a sua geometria. A sua área foi determinada através da ficha técnica do permutador e os valores de UA foram determinados a partir do seu valor para o estado estacionário. Os valores para U foram posteriormente corrigidos com um fator de fouling com base no valor de UA obtido e com a área predeterminada.

Na Figura 31 é apresentada a simulação para o caso inicial, onde é simulada o funcionamento “normal” da instalação.



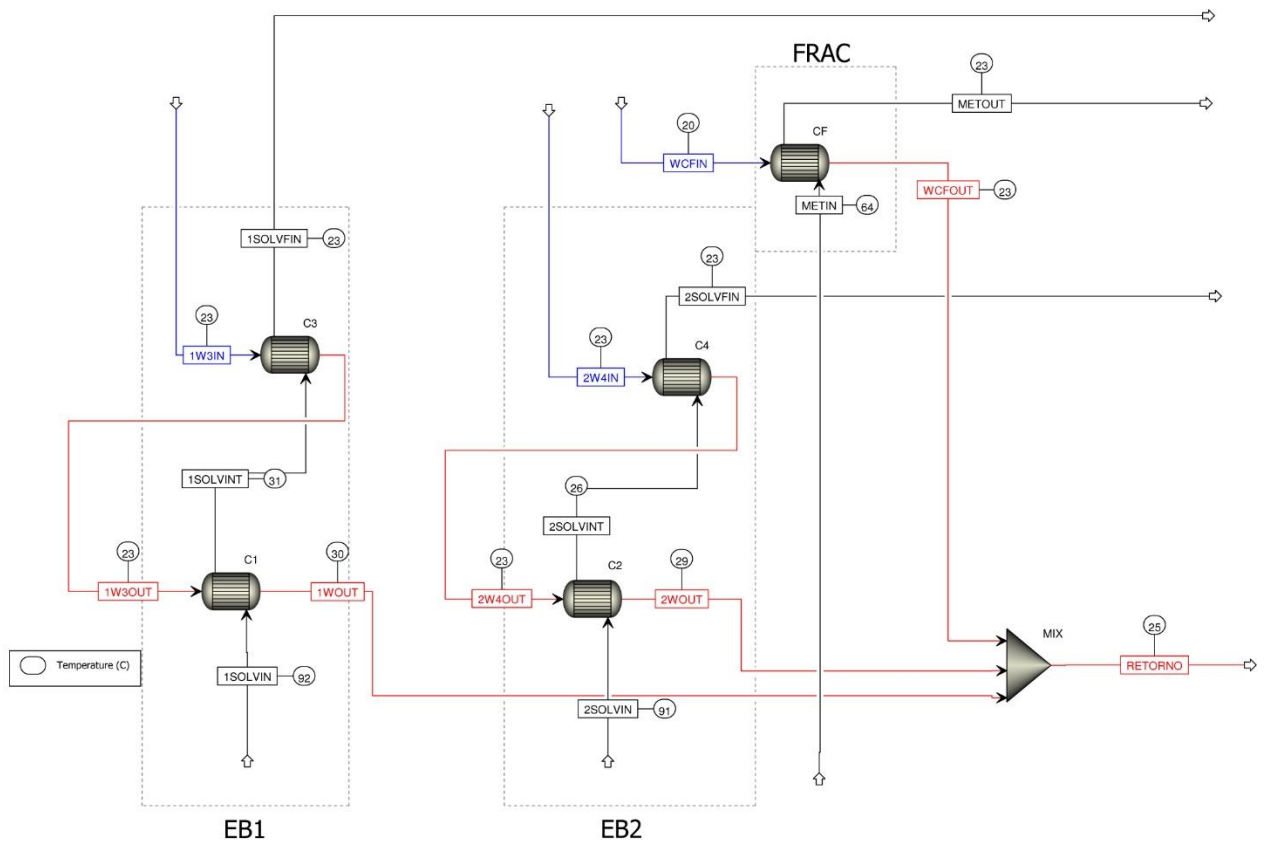
Na Figura 32 são apresentados os resultados para a segunda simulação. Nesta simulação o caudal de água a alimentar aos primeiros condensadores de cada coluna é aumentado de forma proporcional, mostrando um melhor desempenho térmico.



Heat and Material Balance Table																			
Stream ID	1SOLVFIN	1SOLVIN	1SOLVINT	1W3IN	1W3OUT	1WIN	1WOUT	2SOLVFIN	2SOLVIN	2SOLVINT	2W4IN	2W4OUT	2WIN	2WOUT	METIN	METOUT	RETORNO	WCFIN	WCFOUT
Temperature C	22,8	91,5	31,4	22,7	23,0	22,7	30,7	22,8	91,0	26,7	22,7	22,8	22,7	22,8	29,9	63,5	22,8	24,9	20,0
Pressure bar	0,410	0,412	0,411	2,000	1,996	2,000	1,995	0,404	0,405	0,404	2,000	1,998	2,000	1,996	0,991	0,991	0,920	1,013	0,920
Vapor Frac	0,007	1,000	0,010	0,000	0,000	0,000	0,000	0,007	1,000	0,008	0,000	0,000	0,000	0,000	1,000	0,000	0,000	0,000	0,000
Mole Flow kmol/hr	11,478	11,478	11,478	684,220	684,220	802,372	802,372	8,927	8,927	8,927	520,030	520,030	703,498	703,498	19,662	19,662	6036,521	3326,400	3326,400
Mass Flow kg/hr	1080,000	1080,000	1080,000	12326,423	12326,423	14454,948	14454,948	840,000	840,000	840,000	9368,486	9368,486	12673,721	12673,721	630,000	630,000	108749,609	59926,032	59926,032
Volume Flow cum/hr	5,724	831,774	8,095	12,374	12,377	14,510	14,624	4,626	657,651	5,414	9,404	9,406	12,722	12,812	545,322	0,792	109,396	60,000	60,177
Enthalpy Gcal/hr	-0,670	-0,541	-0,666	-47,054	-47,050	-55,179	-55,054	-0,521	-0,421	-0,520	-35,763	-35,761	-48,380	-48,281	-0,936	-1,134	-414,881	-228,934	-228,735
Mole Flow kmol/hr																			
ACETO-01	0,535	0,535	0,535					0,416	0,416	0,416									
METHY-01	1,269	1,269	1,269					0,967	0,967	0,967									
TETRA-01	0,293	0,293	0,293					0,228	0,228	0,228									
ETHYL-01	0,381	0,381	0,381					0,297	0,297	0,297									
METHY-02	0,875	0,875	0,875					0,681	0,681	0,681									
ISOPR-01	0,222	0,222	0,222					0,173	0,173	0,173									
ETHAN-01	0,155	0,155	0,155					0,121	0,121	0,121									
N-PRO-01	0,003	0,003	0,003					0,003	0,003	0,003									
METHY-03	0,265	0,265	0,265					0,206	0,206	0,206									
TOLUE-01	1,930	1,930	1,930					1,501	1,501	1,501									
N-BUT-01	2,640	2,640	2,640					2,053	2,053	2,053									
ISOBUT-01	0,034	0,034	0,034					0,026	0,026	0,026									
O-XYL-01	2,875	2,875	2,875					2,236	2,236	2,236									
WATER				684,220	684,220	802,372	802,372				520,030	520,030	703,498	703,498			6036,521	3326,400	3326,400
METHA-01															19,662	19,662			
AIR																			

Figura 33-Resultados da terceira simulação (otimização da simulação 2)

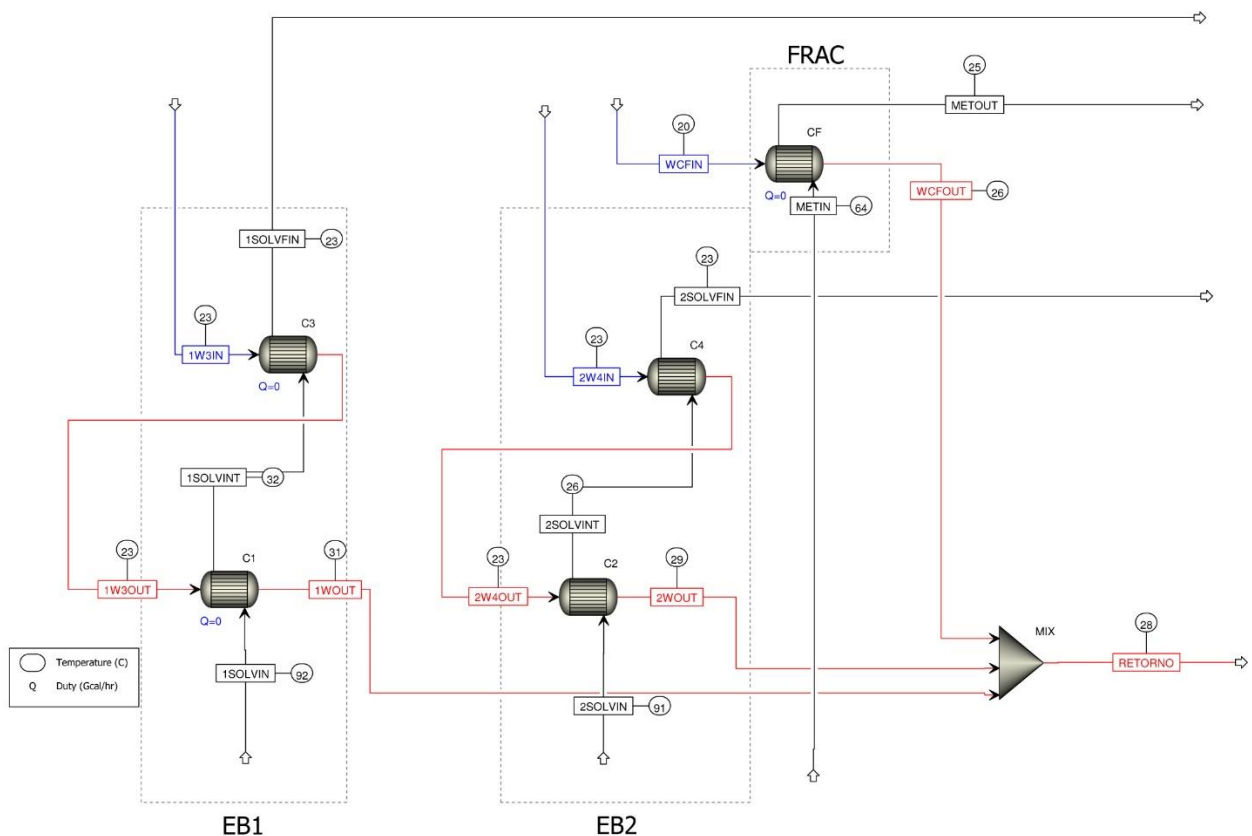
Na Figura 33 é apresentada a otimização da simulação anterior. Nesta simulação procedeu-se uma redistribuição e reajuste de caudais por forma a reduzir os consumos de água, mantendo uma boa performance.



Heat and Material Balance Table																			
Stream ID	1SOLVFIN	1SOLVIN	1SOLVINT	1W3IN	1W3OUT	1WOUT	2SOLVFIN	2SOLVIN	2SOLVINT	2W4IN	2W4OUT	2WOUT	METIN	METOUT	RETORNO	WCFIN	WCFOUT		
Temperature C	22,8	91,5	31,2	22,7	23,0	30,5	22,7	91,0	25,9	22,7	22,8	28,9	63,5	22,8	25,3	20,0	23,1		
Pressure bar	0,410	0,412	0,411	2,000	1,994	1,989	0,404	0,405	0,404	2,000	1,994	1,988	0,991	0,991	0,920	1,013	0,920		
Vapor Frac	0,007	1,000	0,010	0,000	0,000	0,000	0,007	1,000	0,008	0,000	0,000	0,000	1,000	0,000	0,000	0,000	0,000		
Mole Flow kmol/hr	11,478	11,478	11,478	829,440	829,440	829,440	8,927	8,927	8,927	829,440	829,440	829,440	19,662	19,662	4985,280	3326,400	3326,400		
Mass Flow kg/hr	1080,000	1080,000	1080,000	14942,593	14942,593	14942,593	840,000	840,000	840,000	14942,593	14942,593	14942,593	630,000	630,000	89811,219	59926,032	59926,032		
Volume Flow cum/hr	5,715	831,774	8,035	15,000	15,004	15,114	4,616	657,651	5,256	15,000	15,001	15,090	545,322	0,792	90,381	60,000	60,177		
Enthalpy Gcal/hr	-0,670	-0,541	-0,666	-57,041	-57,040	-56,915	-0,521	-0,421	-0,520	-57,041	-57,040	-56,941	-0,936	-1,134	-342,592	-228,934	-228,735		
Mole Flow																			
ACETO-01	0,535	0,535	0,535				0,416	0,416	0,416										
METHY-01	1,269	1,269	1,269				0,987	0,987	0,987										
TETRA-01	0,293	0,293	0,293				0,228	0,228	0,228										
ETHYL-01	0,381	0,381	0,381				0,297	0,297	0,297										
METHY-02	0,875	0,875	0,875				0,681	0,681	0,681										
ISOPR-01	0,222	0,222	0,222				0,173	0,173	0,173										
ETHAN-01	0,155	0,155	0,155				0,121	0,121	0,121										
N-PRO-01	0,003	0,003	0,003				0,003	0,003	0,003										
METHY-03	0,265	0,265	0,265				0,206	0,206	0,206										
TOLUE-01	1,930	1,930	1,930				1,501	1,501	1,501										
N-BUT-01	2,640	2,640	2,640				2,053	2,053	2,053										
ISOBUT-01	0,034	0,034	0,034				0,026	0,026	0,026										
O-XYL-01	2,875	2,875	2,875				2,236	2,236	2,236										
WATER				829,440	829,440	829,440				829,440	829,440	829,440			4985,280	3326,400	3326,400		
METHA-01													19,662	19,662					
AIR																			

Figura 34- Resultados para a simulação com integração de caudais

Na simulação apresentada na Figura 34, é possível observar os resultados obtidos para a simulação com integração de caudais. É possível observar que o número de correntes de água fresca foi reduzida, e que a água de arrefecimento à saída dos condensadores C3 e C4 é utilizada como entrada dos condensadores C1 e C2 respetivamente, resultado num diagrama mais simples.



Heat and Material Balance Table															
Stream ID	1SOLVFIN	1SOLVIN	1SOLVINT	1W3IN	1W3OUT	1WOUT	2SOLVFIN	2SOLVIN	2SOLVINT	2W4IN	2W4OUT	2WOUT	METIN	METOUT	RETORNO
Temperature C	22,8	91,5	31,8	22,7	23,0	30,9	22,7	91,0	26,1	22,7	22,8	29,1	63,5	25,1	28,0
Pressure bar	0,410	0,412	0,411	2,000	1,994	1,989	0,404	0,405	0,404	2,000	1,994	1,988	0,991	0,991	0,990
Vapor Frac	0,007	1,000	0,010	0,000	0,000	0,000	0,007	1,000	0,008	0,000	0,000	0,000	1,000	0,000	0,000
Mole Flow kmol/hr	11,478	11,478	11,478	829,440	829,440	829,440	8,927	8,927	8,927	829,440	829,440	829,440	19,662	19,662	3322,080
Mass Flow kg/hr	1080,000	1080,000	1080,000	14942,593	14942,593	14942,593	840,000	840,000	840,000	14942,593	14942,593	14942,593	630,000	630,000	59848,203
Volume Flow cum/hr	5,716	831,774	8,203	15,000	15,004	15,121	4,616	657,651	5,294	15,000	15,001	15,003	545,322	0,795	60,391
Enthalpy Gcal/hr	-0,670	-0,541	-0,666	-57,041	-57,033	-56,908	-0,521	-0,421	-0,520	-57,041	-57,037	-56,938	-0,936	-1,133	-228,116
Mole Flow kmol/hr	0,535	0,535	0,535				0,416	0,416	0,416						
ACETO-01							0,987	0,987	0,987						
METHY-01							0,228	0,228	0,228						
TETRA-01							0,297	0,297	0,297						
ETHYL-01							0,681	0,681	0,681						
METHY-02							0,173	0,173	0,173						
ISOPR-01							0,121	0,121	0,121						
ETHAN-01							0,003	0,003	0,003						
N-PRO-01							0,206	0,206	0,206						
METHY-03							1,501	1,501	1,501						
TOLUE-01							2,053	2,053	2,053						
N-BUT-01							0,026	0,026	0,026						
ISOBUT-01							2,236	2,236	2,236						
O-XYL-01															
WATER				829,440	829,440	829,440				829,440	829,440	829,440			3322,080
METHA-01													19,662	19,662	
AIR															

Figura 35- resultado para a otimização da simulação com integração de caudais

Na Figura 35 são apresentados os resultados da simulação que compreende uma otimização da simulação apresentada na Figura 34, através da redução dos caudais de água de arrefecimento, mantendo uma boa performance.

Anexo G – Resultados da cromatografia gasosa ao solvente

Lab name: Laboratório
Analysis date: 05/02/2016 15:47:31
Column: 007-CW 30m x 0.32 x .5
Carrier: Azoto 15 PSI
Data file: 08-04-2010-9547.ASC ()
Operator: Qualidade

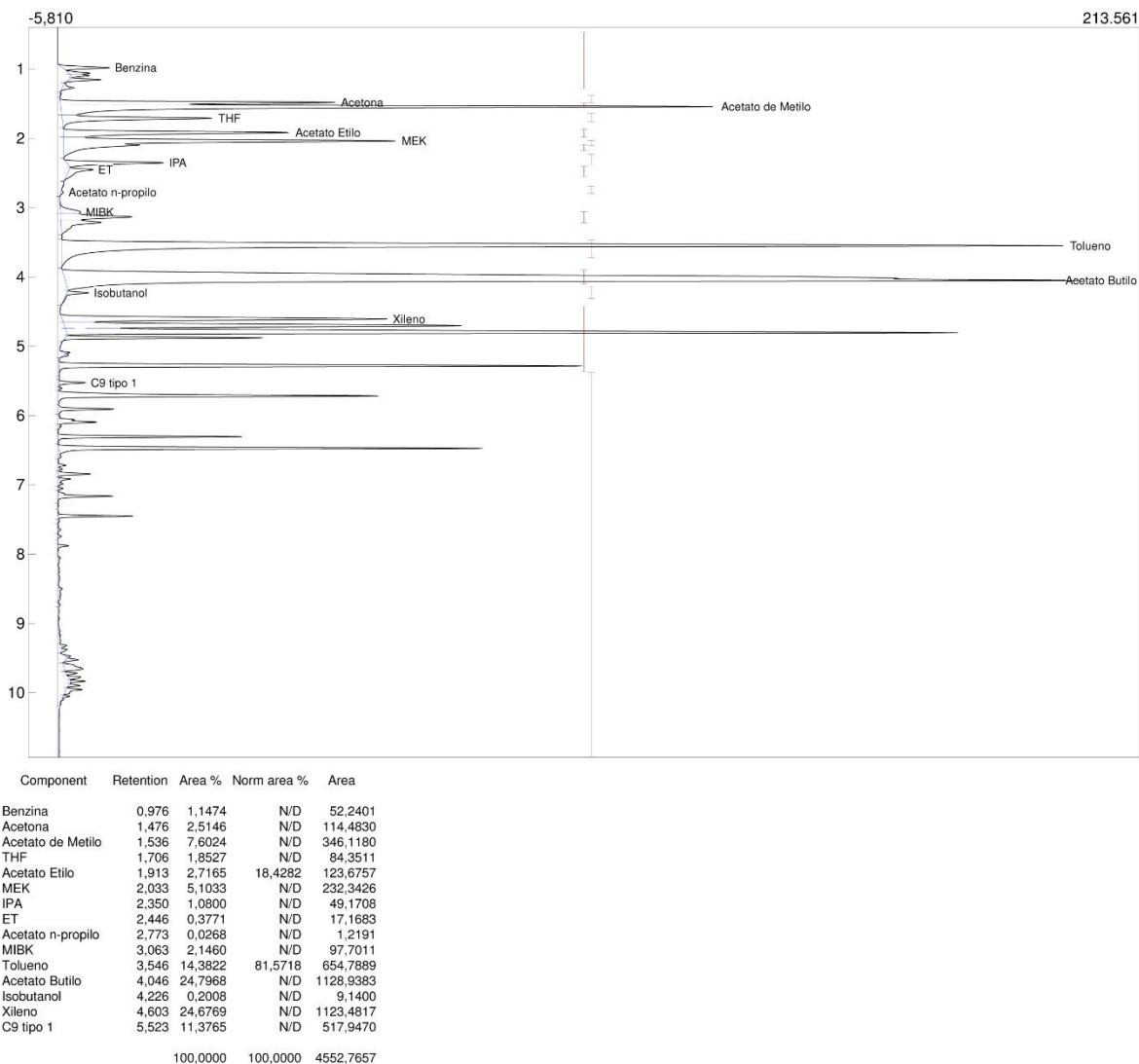


Figura 36- resultados da cromatografia ao solvente

Anexo H – Esquema do processo industrial solvente não condensado

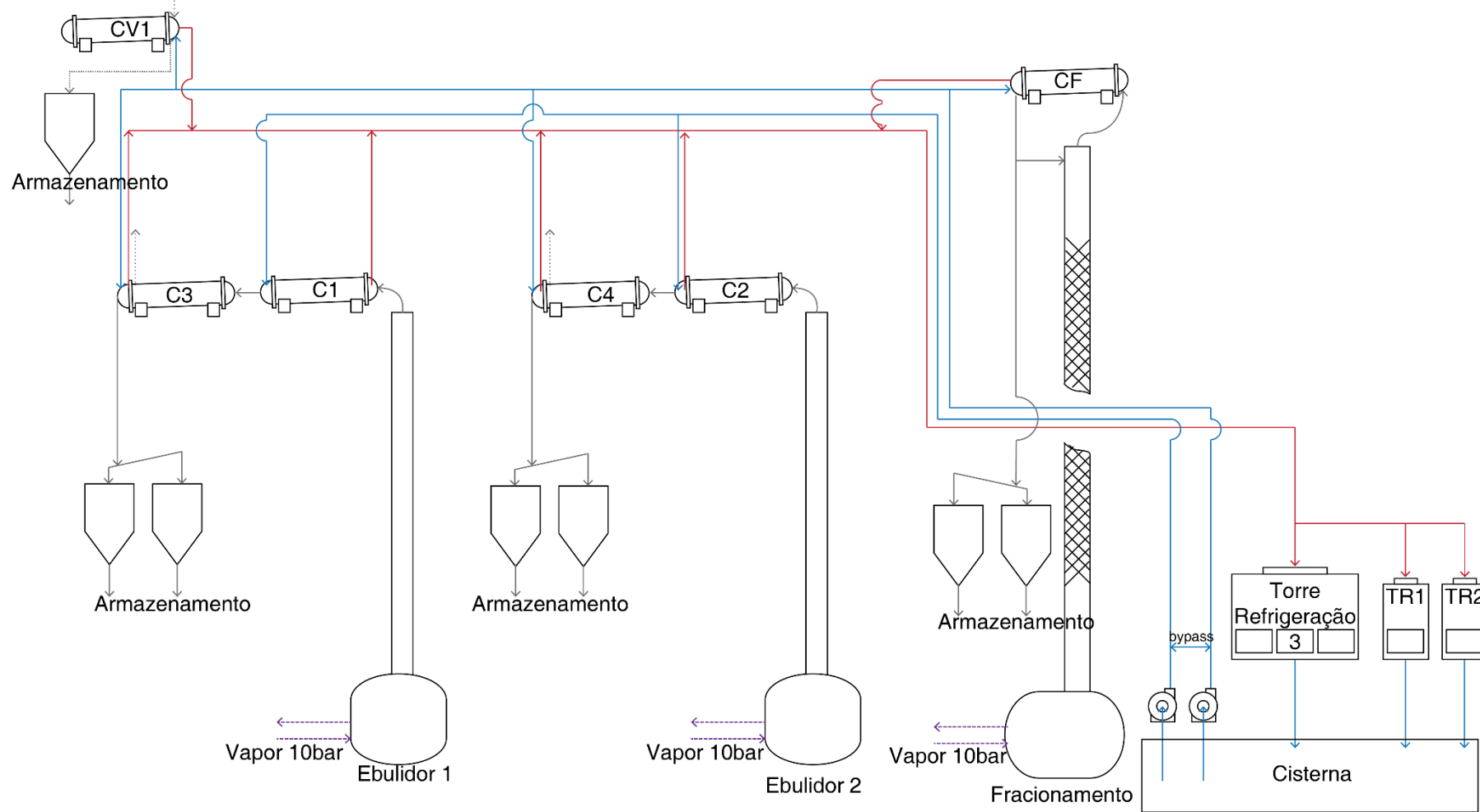


Figura 37- Esquema do processo industrial

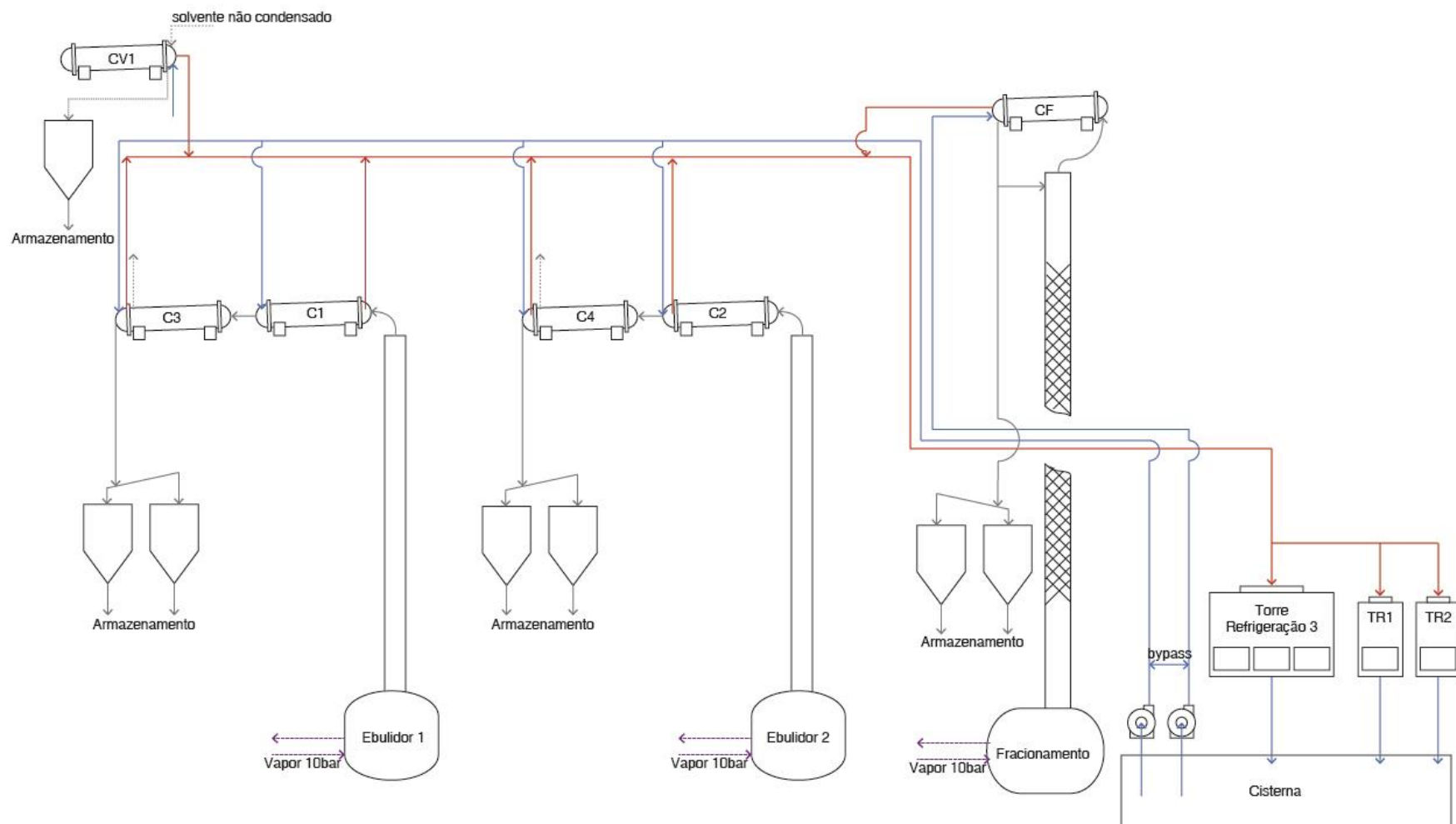


Figura 38- Esquema da proposta de alteração do processo industrial através da alocação de uma bomba apenas para o CF e outra bomba para os restantes condensadores

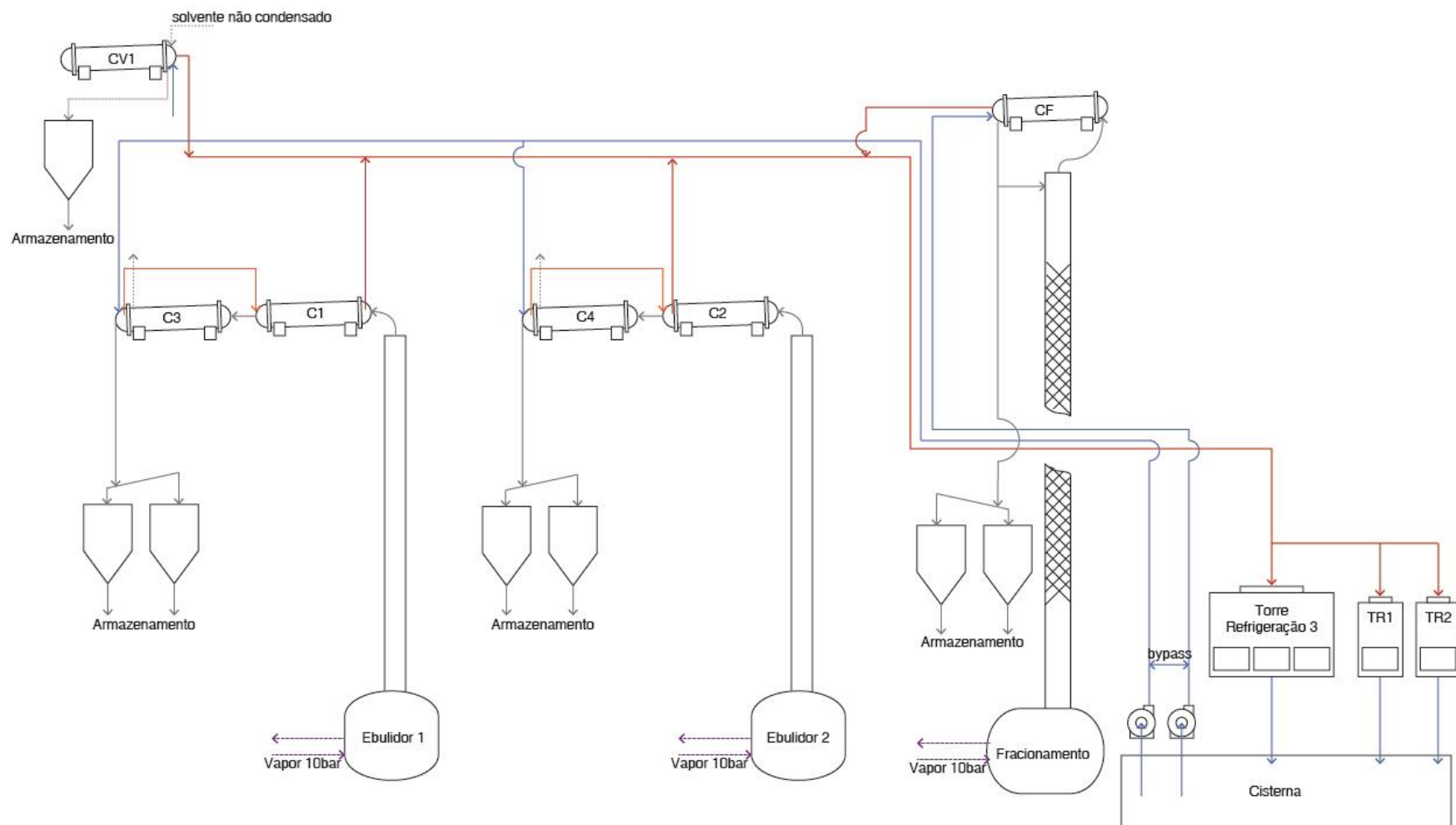


Figura 39- Esquema da proposta de alteração do processo industrial, com recurso a integração energética

Anexo I – Exemplos de Cálculo das Perdas de Carga e NPSH

I.1 – Sistema de equações para determinação das perdas de carga nas tubagens

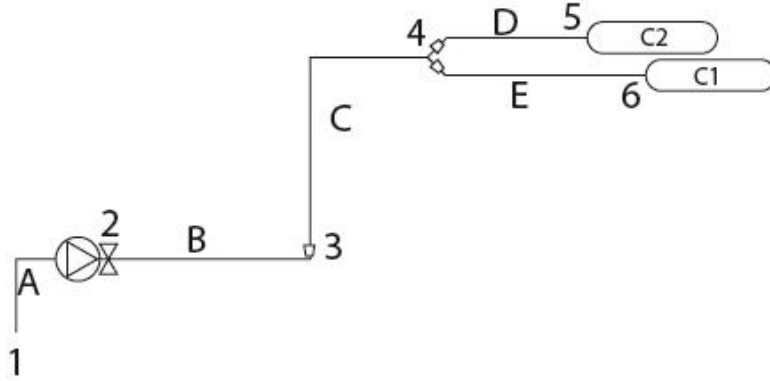


Figura 40-Esquema de nodos e segmentos utilizados para o cálculo das perdas de carga para a linha de arrefecimento da bomba B1

Para o cálculo das perdas de carga na tubagem foi necessário recorrer a um sistema de equações. Abaixo um exemplo desse sistema, bem como os valores utilizados para a sua resolução.

De um modo geral, temos uma equação de continuidade para o balanço mássico e uma equação de perdas de carga para cada secção da tubagem:

$$Q_A = Q_B = Q_C = Q_D + Q_E$$

$$\Delta z + \frac{\Delta P}{\rho g} + \frac{32 f_F Q^2 L}{g \pi^2 D^5} = 0$$

Aplicando o sistema temos:

$$f_1 = z_3 - z_2 + \frac{P_3 - P_2}{\rho g} + \frac{32 f_{FB} Q_B^2 L_B}{g \pi^2 D_B^5} = 0$$

$$f_2 = z_4 - z_3 + \frac{P_4 - P_3}{\rho g} + \frac{32 f_{FC} Q_C^2 L_C}{g \pi^2 D_C^5} = 0$$

$$f_3 = z_5 - z_4 + \frac{P_5 - P_4}{\rho g} + \frac{32 f_{FD} Q_D^2 L_D}{g \pi^2 D_D^5} = 0$$

$$f_4 = z_6 - z_4 + \frac{P_6 - P_4}{\rho g} + \frac{32 f_{FE} Q_E^2 L_E}{g \pi^2 D_E^5} = 0$$

$$f_5 = Q_B - Q_D - Q_C = 0$$

Onde $L_i = L_{eq} + L_{eq_{acidentes}}$, $f_F = \frac{f}{4}$, $f = f(N_{Re})$ que por sua vez $N_{Re} = f(\rho, u, d, \mu)$

Para o cálculo de f_F foi então necessário determinar N_{Re}

$$N_{Re} = \frac{\rho u d}{\mu}$$

Substituindo, por exemplo para a secção de tubagem B,

$$u = \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{4 \times 4,68 \times 10^{-3}}{\pi \times 0,01^2} = 5,96 \times 10^{-1} \text{ m.s}^{-1}$$

$$N_{Re} = \frac{998 \times 5,96 \times 10^{-1} \times 0,1}{1,002 \times 10^{-3}} = 5,94 \times 10^4$$

Tendo N_{Re} para cada secção de tubagem, foi possível retirar o valor para f recorrendo ao diagrama de Moody, considerando a rugosidade da tubagem $\varepsilon = 4,5 \times 10^{-3}$.

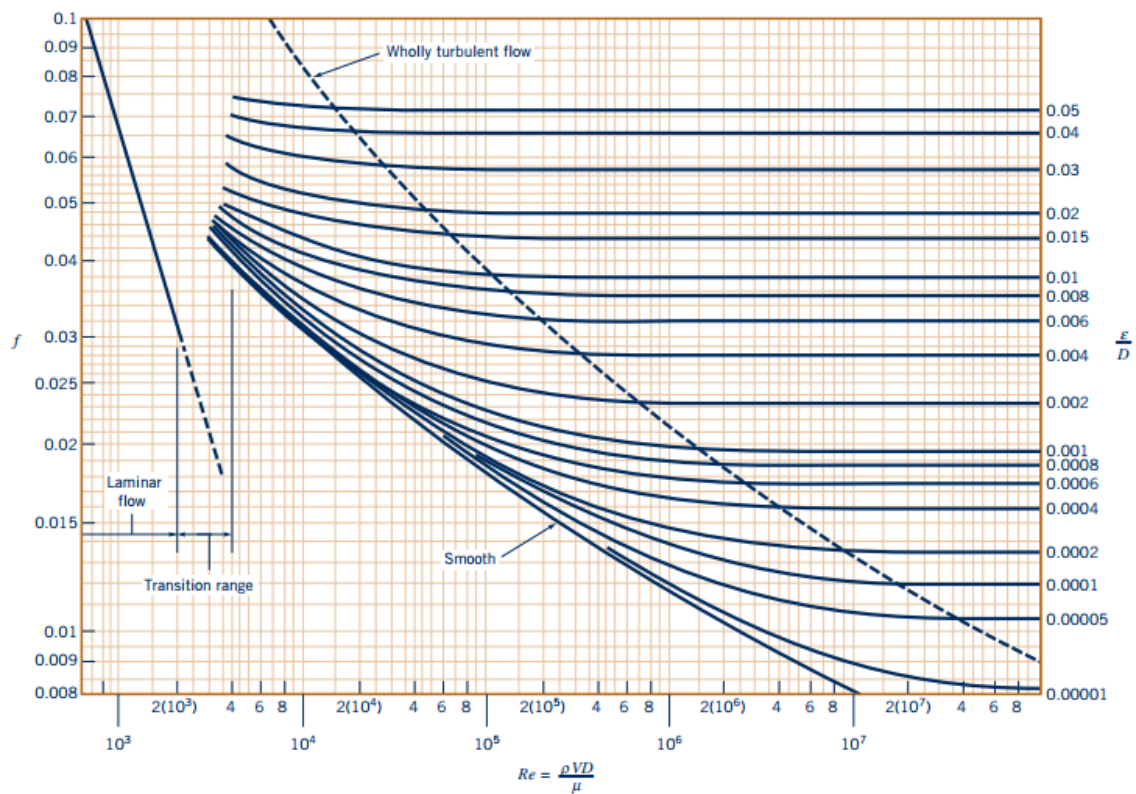


Figura 41- Diagrama de Moody

Tendo em conta os diferentes diâmetros, retiramos os valores para f de cada secção.

Com esses valores, podemos então calcular f_F

$$f_{FB} = \frac{f_B}{4} = \frac{6,93 \times 10^{-2}}{4} = 1,73 \times 10^{-2}$$

Substituindo os dados nas equações apresentadas,

$$f_1 = 4,8 - 1,5 + \frac{P_3 - 506625}{998 \times 9,81} + \frac{32 \times (1,73 \times 10^{-2}) \times (4,68 \times 10^{-3})^2 \times 16,95}{9,81 \times \pi^2 \times 0,1^5} = 0$$

$$f_2 = 11,4 - 4,8 + \frac{P_4 - P_3}{998 \times 9,81} + \frac{32 \times 1,59 \times 10^{-2} \times (4,68 \times 10^{-3})^2 \times 8,11}{9,81 \times \pi^2 \times 0,125^5} = 0$$

$$f_3 = 12,4 - 11,4 + \frac{P_5 - P_4}{998 \times 9,81} + \frac{32 \times (1,93 \times 10^{-2}) \times (3,58 \times 10^{-3})^2 \times 7,86}{9,81 \times \pi^2 \times 0,08^5} = 0$$

$$f_4 = 12,1 - 11,4 + \frac{P_6 - P_4}{998 \times 9,81} + \frac{32 \times (1,93 \times 10^{-2}) \times (1,11^2 \times 10^{-3}) \times 10,95}{9,81 \times \pi^2 \times 0,08^5} = 0$$

$$f_5 = 4,68 \times 10^{-3} - 3,58 \times 10^{-3} - 1,11 \times 10^{-3} = 0$$

Da resolução através da ferramenta solver do Microsoft Excel obtiveram-se os seguintes resultados:

$$P_3 = 468265 \text{ Pa}$$

$$P_4 = 467590,1 \text{ Pa}$$

$$P_5 = 467468,3 \text{ Pa}$$

$$P_6 = 467516,1 \text{ Pa}$$

I.2 – Cálculo de fatores de resistência e perdas de carga em acidentes

Para o cálculo das perdas de carga no filtro, foi necessário calcular o seu fator de resistência. Como mencionado anteriormente, na pág. 28, assumiu-se que a resistência do filtro correspondia à perda de carga de uma placa perfurada. Assim,

$$K_L = (0,707\sqrt{1 - FAR} + 1 - FAR)^2 \frac{1}{FAR^2}$$

$$FAR = \frac{d^2 \times 90,69}{\text{distancia entre centros}^2} / 100$$

$$FAR = \frac{0,004^2 \times 90,69}{0,008^2} / 100 = 0,227$$

$$K_L = (0,707\sqrt{1 - 0,227} + 1 - 0,227)^2 \frac{1}{0,227^2} = 37,856$$

Para o cálculo do coeficiente de perda de carga para a válvula antirretorno, por exemplo, utilizou-se a fórmula proposta pela Crane Co.:

$$K_L = f_T \times fator = 0,017 \times 75 = 1,275$$

Com os coeficientes calculados, o cálculo das perdas de carga, por exemplo, para a válvula anti retorno é então dada por:

$$h_{L,menor} = K_L \frac{u^2}{2g} = 1,275 \times \frac{1,768^2}{2 \times 9,81} = 0,203$$

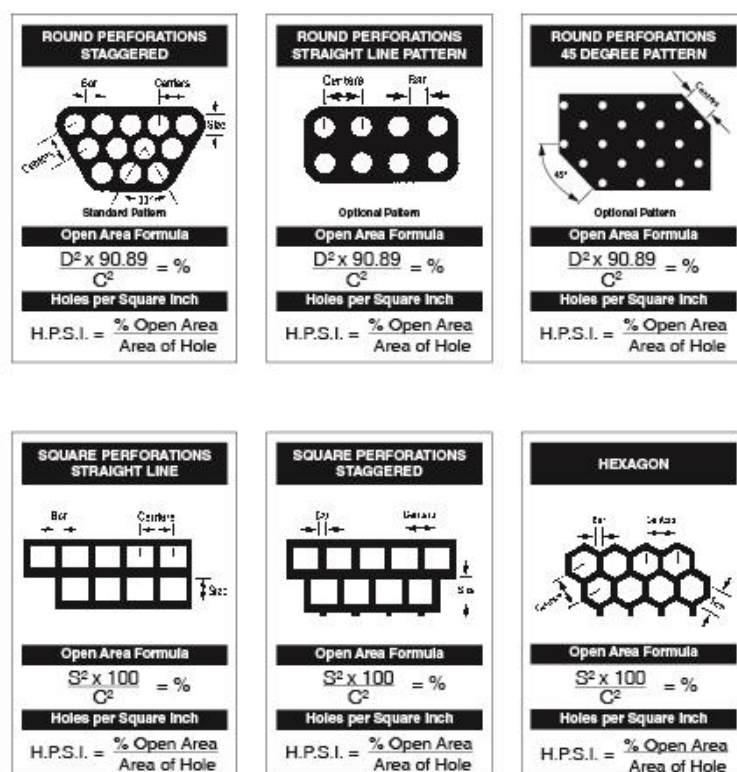


Figura 42- Formulas para determinar a percentagem de área aberta de uma placa perfurada

I.3 – Cálculo do NPSH

$$NPSH_a = h_a - h_{vpa} + h_s - h_L$$

Os valores para h_a e h_{vpa} correspondem à pressão atmosférica e pressão de vapor da água em mH_2O . Para a pressão de vapor, considerou-se a temperatura de 20 °C. Assim, $h_a = 10,332 \text{ m}$ e $h_{vpa} = 0,185 \text{ m}$

Substituindo os dados na equação apresentada

$$NPSH_a = 10,332 - 0,185 - 1,5 - 6,577 = 2,070 \text{ m}$$

$$h_L = h_f + h_{L_{\text{acidentes}}}$$

$$h_f = f \frac{l}{D} \frac{u^2}{2g} = 0,065 \times \frac{1,5}{0,1} \times \frac{1,7684^2}{2 \times 9,81} = 0,156 \text{ m}$$

$$h_{L_{\text{acidentes}}} = 0,203 + 6,034 + 0,065 = 6,302 \text{ m}$$

Substituindo h_L

$$h_L = 0,156 + 6,302 = 6,458 \text{ m}$$